



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKCE PODAVAČE TYČOVÉHO MATERIÁLU PRO CNC SOUSTRUH

DESIGN OF BAR-FEEDER FOR CNC LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PAVEL VODA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ TŮMA

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Voda

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce podavače tyčového materiálu pro CNC soustruh

v anglickém jazyce:

Design of bar-feeder for CNC lathe

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši na téma výměna obrobků a automatických podavačů. Na základě znalostí získaných z rešerše provede konstrukci podavače pro vybraný CNC soustruh.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše v oblasti manipulace s obrobkem
- 2) Vlastní návrh a konstrukce automatického podavače tyčového materiálu pro vybraný CNC soustruh

Seznam odborné literatury:

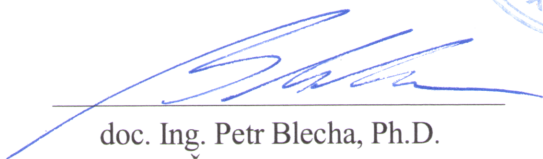
www.iemca.com


Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Tůma


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 23.11.2012




doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Cílem této práce *Konstrukce podavače tyčového materiálu pro CNC soustruh* je řešení výměny obrobků a automatických podavačů tyčí. Nejdůležitějším cílem ale je provedení konstrukce podavače dle zvolených parametrů. První část práce tedy obsahuje rozdělení a popis různých druhů automatické výměny obrobků. Druhá část plynule navazuje na první a je tvořena základním rozdělením a popisem podavačů a také přehledem možných konstrukčních řešení. V poslední části je provedena volba parametrů pro navrhovaný podavač a samotný návrh konstrukce podavače krátkých tyčí.

Klíčová slova

Výměna obrobků, podavač tyčí, vřetenová vložka

Abstract

The aim of this thesis called *Design of bar-feeder for CNC lathe* is research about workpiece handling and bar feeders. But the most important aim is design of bar feeder by chosen parameters. The first part of thesis includes description of different types of workpiece handling. The second part is formed by bar feeders description and distribution and possibly construction solution. In the last part is performed choice of parameters for designed bar feeder and design of short bar feeder construction itself.

Keywords

Workpiece handling, bar feeder, spindle sleeve

Bibliografická citace

VODA, P. *Konstrukce podavače tyčového materiálu pro CNC soustruh*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 106 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Tůma.


Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Tůmy a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 24. 5. 2013



.....
Pavel Voda

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Tůmovi za odborné vedení diplomové práce a věcné připomínky. Dále pak děkuji svým rodičům za podporu během studia na vysoké škole.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Výměna obrobků.....	12
2.1	AVO bez palet.....	13
2.2	AVO s paletami.....	14
2.2.1	Technologická paleta.....	14
2.2.2	Zásobník.....	15
2.2.3	Výměník.....	17
3	Podavače tyčí pro soustruhy.....	21
3.1	Rozdělení podavačů.....	22
3.2	Podavače krátkých tyčí.....	24
3.3	Podavače dlouhých tyčí.....	24
4	Konstrukční řešení podavačů.....	25
4.1	Vřetenová vložka.....	25
4.2	Systémy nakládání tyčí ze zásobníku.....	26
4.2.1	Způsob 1.....	26
4.2.2	Způsob 2.....	27
4.2.3	Způsob 3.....	27
4.2.4	Způsob 4.....	28
4.2.5	Způsob 5.....	29
4.2.6	Shrnutí.....	30
4.3	Konstrukce tlačníku.....	31
4.4	Typy pohonů tlačníku.....	33
4.4.1	Kuličkový šroub.....	33
4.4.2	Ozubený řemen.....	34
4.4.3	Ozubený hřeben.....	35
4.4.4	Lineární motor.....	36
4.4.5	Lineární jednotka.....	37
5	Přehled vybraných výrobců a jejich produktů.....	38
5.1	CNC Technology.....	38
5.2	LNS Group.....	38
5.3	IEMCA.....	39
5.4	Haas Automation.....	39
5.5	Edge Technologies.....	40
6	Návrh konstrukce podavače.....	41
7	Nakládání tyčí.....	42
7.1	První řešení.....	42
7.2	Druhé řešení.....	43
7.3	Zhodnocení variant.....	43
7.4	Konstrukce systému nakládání tyčí.....	44
7.5	Volba pohonu pro nakládání tyčí.....	44
7.6	Zastavení motoru ve správné poloze.....	46
7.7	Zajištění nakládacích lišt ve svislé poloze.....	47
7.8	Konstrukce kliky nakládací lišty.....	47
7.9	Pevnostní kontrola hřídele nakládání.....	49

8	Přizpůsobení velikosti nakládané tyče	50
8.1	Upevnění ramen	51
8.1.1	Kontrola pera na otlacení	51
8.2	Uložení hřídele.....	53
8.3	Kontrola hřídele.....	53
8.4	Pohon přestavování	55
8.5	Přehled konstrukce pro regulaci průměru tyče.....	56
9	Konstrukce vodícího kanálku	58
9.1	Uložení vodícího kanálku	58
9.1.1	Kontrola životnosti valivých pouzder	59
9.2	Návrh pohonu vodícího kanálku.....	60
9.2.1	Návrh převodového ústrojí	61
9.3	Detekce naložení tyče.....	66
10	Konstrukce tlačníku.....	67
10.1	Volba vedení.....	67
10.2	Volba pohonu	69
10.2.1	Zhodnocení typů pohonů	70
10.2.2	Výběr pohonu.....	71
10.3	Návrh ozubeného řemenu	71
10.4	Určení parametrů motoru.....	75
10.4.1	Vložený převod	76
10.4.2	Uložení řemenic	76
10.5	Odměřování polohy tlačníku	78
11	Systém tlačných tyčí	79
11.1	Volba pneumatického válce	80
12	Zásobník tyčí	82
12.1	Kontrola gravitačního posouvání tyčí.....	82
12.2	Určení síly působící na opěrnou lištu.....	83
13	Ustavení podavače	85
13.1	Výškové nastavení.....	85
13.2	Pojezd podavače	86
13.3	Celkový přehled ustavení podavače	88
14	Nosná konstrukce	90
15	Řízení podavače	92
16	Celkový pohled na podavač.....	93
17	Závěr.....	95
18	Seznam použité literatury	96
19	Seznam obrázků a tabulek	100
20	Seznam symbolů	103
21	Seznam příloh.....	106

1 Úvod

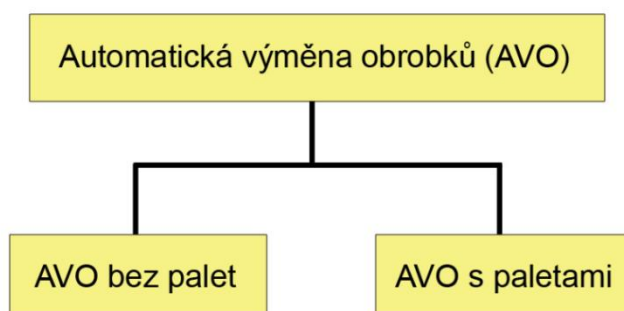
S rozvojem CNC soustruhů, které pracují samy v automatickém cyklu, se rovněž objevily snahy zvýšit jejich produktivitu. Zvýšení produktivity obrábění na CNC soustruzích lze dosáhnout více způsoby. Jedním z možných řešení je aplikace podavačů tyčí. V současné době je kladen důraz na bezobslužnost obráběcích strojů i jejich příslušenství. Podavače tyčí jsou jednou z důležitých skupin spadajících do příslušenství CNC soustruhů, jako takové by měly samy splňovat požadavek bezobslužnosti.

Podavač tyčí je zařízení, které samo bez zásahu obsluhy zajišťuje přísun materiálu do pracovního prostoru stroje. Pokud je podavač vybaven zásobníkem materiálu, sám odebírá další tyče a tím zajišťuje několikahodinový provoz bez zásahu obsluhy. Posouvání tyčí do pracovního prostoru stroje i výměna tyčí by měla probíhat co nejrychleji. Doba přestavování tlačníku při jednom posunutí tyče je přibližně 5 sekund u pneumatických podavačů a 2 sekundy u podavačů s elektrickým pohonem. K těmto časům je třeba přičíst čas potřebný na samotné přestavení tyče, který je závislý na délce posouvání tyče. Stejně tak by podávání mělo být co nejpresnější. V dnešní době je při podávání na souřadnici tlačník schopný opakovaně najíždět na pozici s přesností kolem $\pm 0,025$ mm.

První podavače se zásobníkem materiálu pro CNC soustruhy se začaly na trhu objevovat v 80. letech minulého století. Ze začátku nebyly příliš vnímány, akceptovány byly až po několika letech. Dnes pracuje s podavačem tyčí téměř každý druhý prodaný soustruh. Tento velký úspěch podavačů je dán tím, že značně zvyšují produktivitu strojů a tím snižují nevýrobní časy. Dále ulehčují práci obsluze, která se může místo obsluze stroje věnovat kontrole výroby nebo jiným činnostem. [7], [26]

2 Výměna obrobků

Výměna obrobků může probíhat ručně nebo automaticky. Automatická výměna však přináší řadu výhod. Při jejím použití dochází k výraznému snížení nevýrobních časů stroje během výměny obrobků. Tudiž se zvyšuje produktivita stroje. Dalším důležitým faktorem je zvýšení bezpečnosti obsluhy, která buď provádí upínání obrobků na palety mimo pracovní prostor stroje, nebo zajišťuje přísun materiálu k podavačům a robotům, které pracují samy v automatickém cyklu. Automatická výměna obrobků pak může být rozdělena podle následujícího schématu:



Obrázek 2.1 Rozdělení automatické výměny obrobků

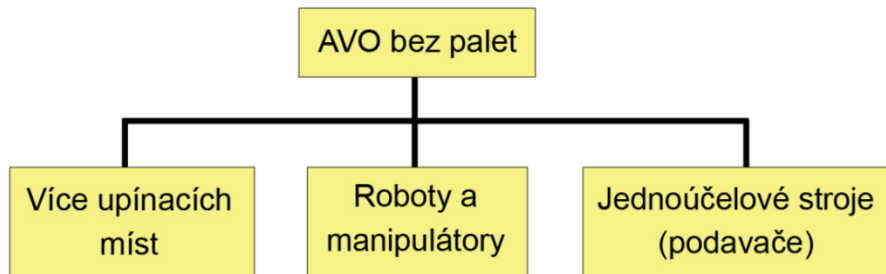
Obrobek se může pohybovat buď volně, nebo je připevněn na nosné desce. Pokud se pohybuje volně, musí splňovat některé požadavky, které umožňují tento typ pohybu.

Některé z požadavků jsou:

- upnutí obrobku je jednoduché
- obrobek má dostatek upínacích ploch
- obrobek musí být dostatečně tuhý
- pokud je potřeba, musí umožňovat svoji orientaci

Pokud nejsou tyto požadavky splněny, musí být obrobek umístěn na nosnou desku (technologickou paletu). Palety jsou pak přemisťovány pomocí výměníků. [3]

2.1 AVO bez palet



Obrázek 2.2 Rozdělení AVO bez palet

První způsob automatické výměny obrobků bez palet je takový, při kterém je více upínacích míst a stroj je uzpůsoben pro práci na všech těchto místech. Stroj může být otočný, nebo se může mezi jednotlivými polohami přesouvat. Výměna obrobku probíhá v době, kdy se obrábí na druhém stole a je zajišťována obsluhou stroje.



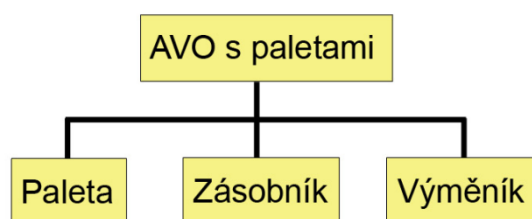
Obrázek 2.3 Princip více upínacích stolů [8]

Pro malé a střední rotační součásti a pro hřídelové obrobky všech velikostí se často k výměně využívají roboty a manipulátory. V současnosti se objevují tendence využívání robotů a manipulátorů i při výměně bez palet u rozměrnějších obrobků.

Jednouúčelové manipulátory často bývají součástí stroje, nemusejí mít vlastní pohon, pohánění a řízení je stroj, který obsluhují. Bývají navrženy pro práci pouze s jedním typem obrobku. Jsou také známy jako podavače. [3]

2.2 AVO s paletami

U těchto systémů je obrobek obvykle upínán na paletu mimo pracovní prostor stroje. Výměna palet je pak prováděna automaticky bez zásahu obsluhy. Paleta zde tvoří článek s jednotným upínáním mezi obrobkem a strojem. Použití palet při výměně obrobků je vhodné použít u součástí skříňového tvaru a u rozměrnějších plochých a přírubových součástí. Samotnou výměnu palet zajišťuje výměník. [3]

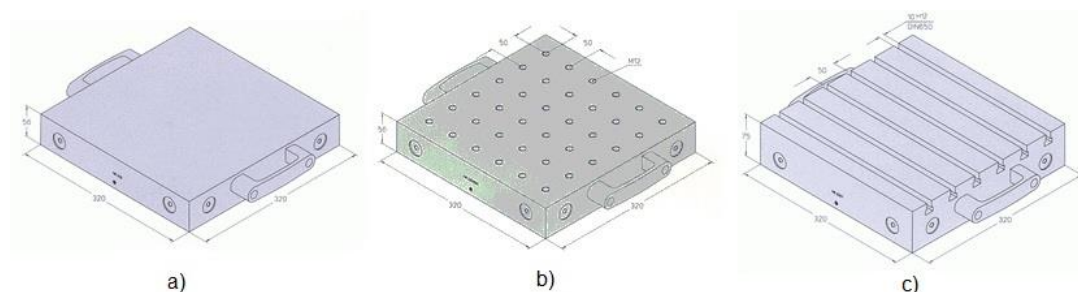


Obrázek 2.4 Části AVO s paletami

2.2.1 Technologická paleta

Z hlediska upínání obrobků může být upínací plocha:

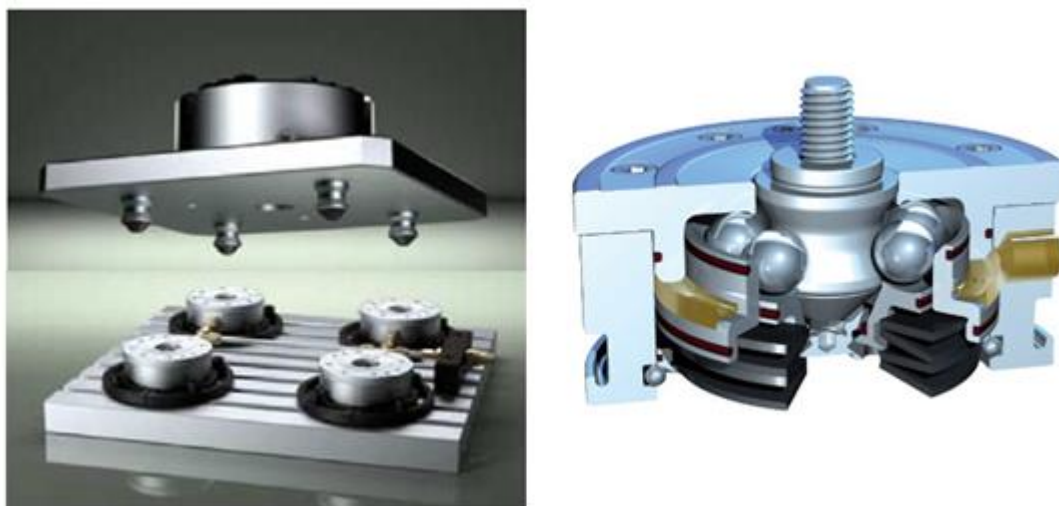
- hladká (Obrázek 2.5 a)
- se závitovými otvory – výrazně nenarušuje tuhost palety. Vhodné pro menší vnější zatížení. Možnost zanesení nečistot do závitových otvorů a jejich obtížné čištění (Obrázek 2.5 b)
- s T drážkami – umožňuje nejlepší ustavení a upnutí obrobku, nevýhodou může být požadavek na vyšší výšku palety (Obrázek 2.5 c)
- lícované otvory – zajišťuje dobrou tuhost upnutí



Obrázek 2.5 Upínací plochy palet [9]

Upínání palet

Upnutí palety musí být přesné a spolehlivé a mělo by být co nejrychlejší. Pro upnutí se může využít T vedení. V dnešní době však ostatní systémy upínání vytlačuje systém připojovacích čepů (Obrázek 2.6). Tento systém může pracovat na principu mechanickém, hydraulickém nebo pneumatickém. Po připojení čepů na protikus dojde ke zpevnění, většinou pomocí kuliček, a rozpojení nastane za pomoci signálu přenášeného daným médiem (kapalinou, plynem, mechanicky). [6]



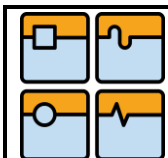
Obrázek 2.6 Upínací systém Zero-Point [10], [11]

2.2.2 Zásobník

Zásobník palet slouží k uložení palet s upnutými obrobky. Zásobník by měl mít takovou kapacitu, aby stroj mohl pracovat v automatickém cyklu a nemusel čekat na upnutí nového obrobku.

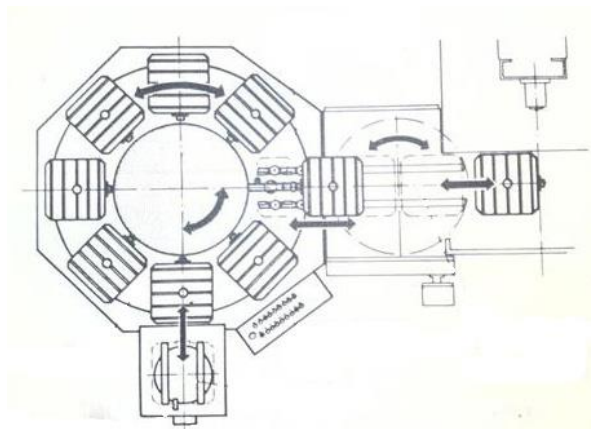
Druhy zásobníků palet:

- Odkládací místa – jsou stojany pro palety
- Lineární zásobník – je v podstatě řada stojanů uložených vedle sebe se stejnou vzdáleností



Obrázek 2.7 Lineární zásobník palet s otočným výměníkem [12]

- Regály – používají se pro menší a lehčí obrobky. Palety s obrobky jsou ukládány vedle sebe i nad sebe do jednotlivých regálů.
- Kruhové zásobníky – jsou tvořeny stojany uspořádanými do kruhu. Ve středu kružnice je manipulátor uskutečňující výměnu palet (Obrázek 2.12), nebo jsou palety umístěny na kruhovém otočném stole a manipulátor je umístěn vedle zásobníku (Obrázek 2.8).



Obrázek 2.8 Otočný kruhový zásobník s otočným výměníkem [13]

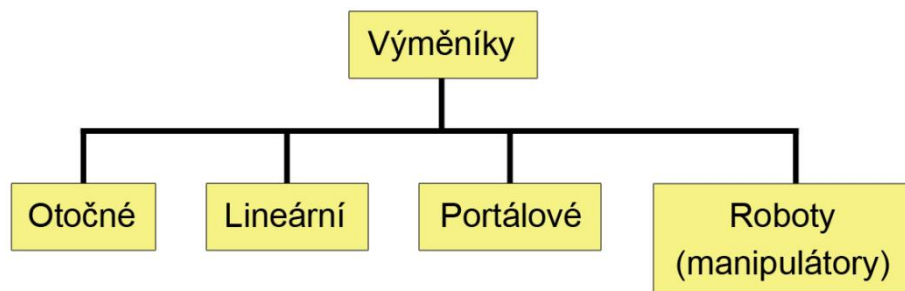
- Řetězové zásobníky – palety jsou uchyceny na řetězu, který je po vedení posouvá k místu výměny.



Obrázek 2.9 Řetězový zásobník [14]

2.2.3 Výměník

Zajišťuje samotnou výměnu palet s obrobky.



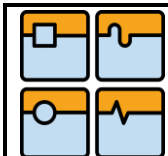
Obrázek 2.10 Typy výměníků palet

Otočné stoly

Jsou odvozené od pick-up otočných manipulátorů nástrojů. Tudíž jsou konstruovány jako dvouramenné (Obrázek 2.11). Na horní desce jsou umístěny dvě palety s obrobky a otočením o 180° se palety vymění.

Často se používají spolu se zásobníky palet. Zásobník může být lineární (Obrázek 2.7), otočný stůl je pak vybaven lineárním pojezdem. Další často využívanou možností je použití otočného stolu se zásobníkem palet (Obrázek 2.12). Palety jsou pak uloženy v tomto zásobníku kolem otočného stolu. Obsluha pak upíná neobrobené obrobky nebo odepíná již hotové obrobky. Výměna je pak provedena jako v prvním případě otočením dvojstolu.

Mohou být spojeny s dalším dopravníkem, který přesouvá palety do pracovního prostoru stroje a zpět na zásobník palet.



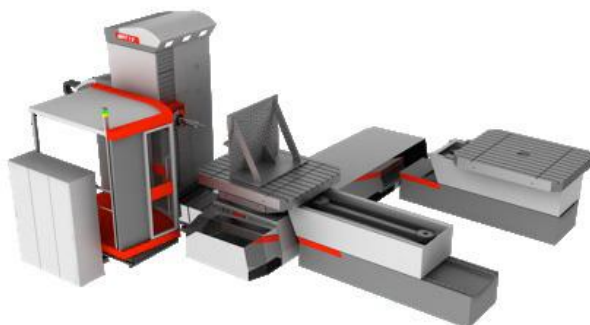
Obrázek 2.11 Otočný stůl pro výměnu palet [15]



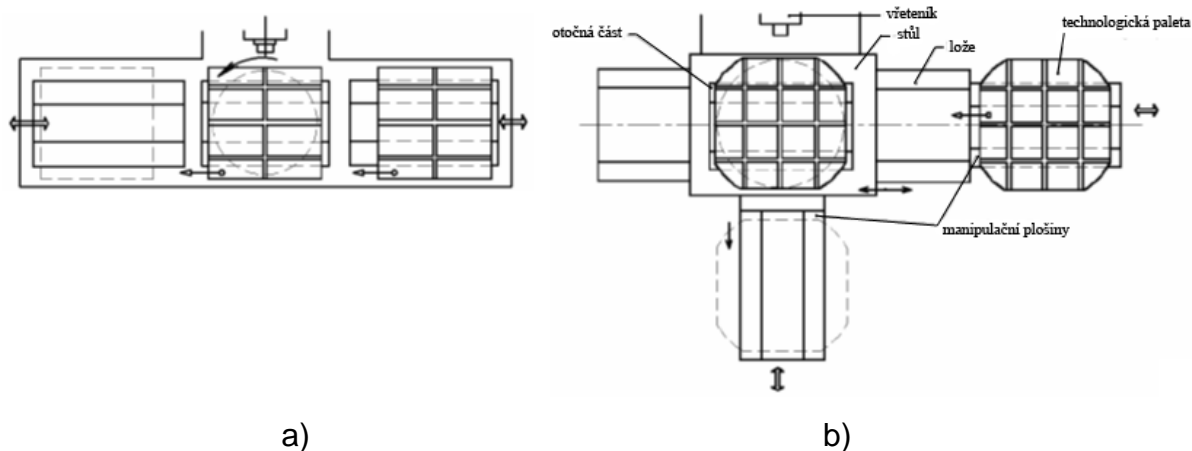
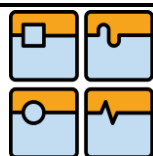
Obrázek 2.12 Otočný stůl s kruhovým zásobníkem palet [16]

Lineární výměníky

Jsou tvořeny přímočarým, dvoupolohovým stolem. Na horní ploše stolu jsou dvě úložná místa pro palety. K výměně palet pak dochází střídavě v každé z krajních poloh. Uspořádání palet na odkládacích místech má mnoho řešení. Mohou být umístěny před strojem (Obrázek 2.13), nebo může být použito tzv. kyvadlové řešení (Obrázek 2.14 a), další možností je uspořádání do dvou kolmých os (Obrázek 2.14 b).



Obrázek 2.13 Lineární výměník [17]



Obrázek 2.14 Výměna palet a) kyvadlové řešení b) ve dvou kolmých osách [1]

Portálové výměníky

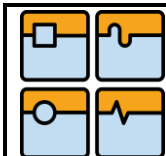
Používají se k výměně menších obrobků menších hmotností. Umožňují poměrně rychlou výměnu palet. Nevýhodou je to, že rám manipulátoru zasahuje do pracovního prostoru stroje, tím je omezena velikost manipulátoru.



Obrázek 2.15 Portálový výměník palet [18]

Univerzální manipulátory a roboty

Mají vlastní pohony a řízení. Nacházejí využití i u strojů, u nichž původně nebylo počítáno s automatickou výměnou obrobků. Jejich použití je značně limitováno hmotností obrobku. Výměna obrobků pomocí robotů je velmi pružná, to znamená, že může být rychle přizpůsobena na jiný typ obrobku. Dále je možno přemístit roboty z jednoho pracoviště na jiné. Využití robotů se v poslední době rozšiřuje zejména díky snižujícím se cenám.



Obrázek 2.16 Univerzální robot KR 500-3 od firmy KUKA [19]

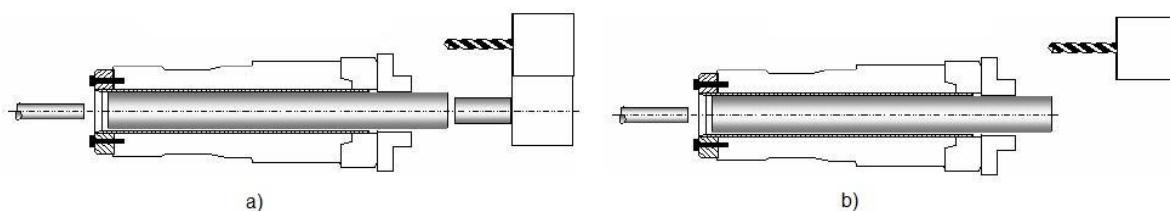
3 Podavače tyčí pro soustruhy

Podavače tyčí mají za úkol zajistit automatický přísun materiálu do pracovního prostoru soustruhu. Pracují na principu posouvání tyče ve vodícím kanálku pomocí tlačníku. Tyč je dále vsouvána do vřetenové vložky, která redukuje vnitřní průměr vřetene na požadovaný rozměr. Po zasunutí tyče do vřetene následuje upnutí tyče pomocí sklíčidla soustruhu. Pro upínání by se měl používat kleštinový upínač, který upíná pohybem tahové trubky vzad – směrem k podavači. Pokud by se použil upínač, kde tahová trubka upíná dopředu, mohlo by při upínání docházet k povysunutí tyče, protože tyč není k tlačníku pevně připojena. Při změně průměru podávané tyče je většinou nutné vyměnit vřetenovou vložku a u některých typů podavačů také vodící kanálek. Pokud se průměr tyče změní o větší hodnotu, může být nutné vyměnit také tlačník. Podavače existují nejen pro jednovřetenové soustruhy, ale i pro vícevřetenové. Rozdíl je v tom, že místo pouze jednoho podávacího mechanismu jich mají více. Počet závisí na počtu vřeten soustruhu, nejčastější počet je 6. [7], [26]



Obrázek 3.1 Vícevřetenový podavač SIR 25P [20]

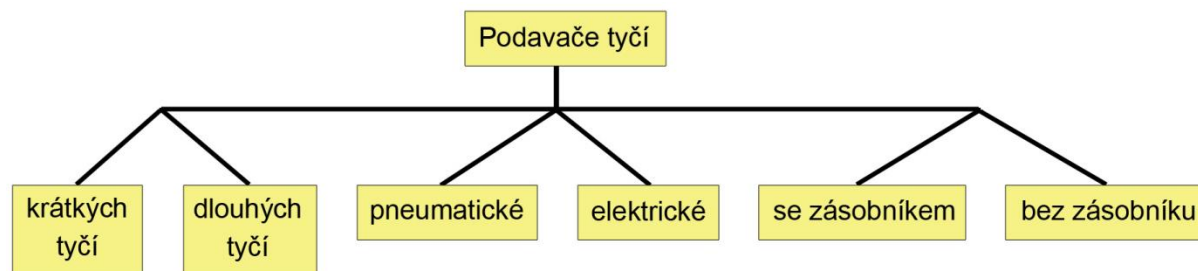
Podavače umožňují dva typy podávání a to podávání na doraz (Obrázek 3.2 a) a na polohu (Obrázek 3.2 b). Při podávání na doraz se tyč doráží na doraz umístěný v nástrojové hlavě soustruhu. Podávání na polohu zajišťuje zasunutí tyče na přesně danou polohu bez použití dorazu.



Obrázek 3.2 Způsoby podávání: a) na doraz, b) na polohu [21]

3.1 Rozdělení podavačů

Podavače mohou být rozlišeny z různých hledisek. Schéma rozdělení je znázorněno na obrázku 3.3.



Obrázek 3.3 Rozdělení podavačů tyčí

Podavače tyčí lze rozdělit do dvou základních skupin:

- podavače tyčí krátkých délek (Obrázek 3.4)
- podavače tyčí dlouhých délek (Obrázek 3.5)



Obrázek 3.4 Podavač krátkých tyčí [22]



Obrázek 3.5 Podavač dlouhých tyčí [20]

Další možné rozdělení je:

- podavače bez zásobníku materiálu (Obrázek 3.5) – po spotřebování tyče musí být další do podavače umístěna obsluhou
- podavače se zásobníkem materiálu (Obrázek 3.6) – po zpracování jedné tyče se ze zásobníku automaticky odebere další. Tím je umožněn až několikahodinový bezobslužný provoz



Obrázek 3.6 Podavač tyčí se zásobníkem [23]

Dělení podavačů podle napájení:

- pneumatické
- elektrické

Pneumatické podavače mají vyšší spotřebu energie oproti elektrickým. To je dáno potřebou jak elektrické energie, tak i stlačeného vzduchu, jehož výroba je sama o sobě energeticky náročná. U elektrických podavačů dále odpadají problémy se stlačeným vzduchem, jako je hlučnost, nutnost filtrace vzduchu apod. Dalším rozdílem je možnost podávání pouze na doraz u pneumatických podavačů, zatímco elektrické umožňují podávání jak na doraz, tak i na polohu.

3.2 Podavače krátkých tyčí

Tento typ podavačů nemá žádný kontakt s rotující tyčí během obrábění. Tyč je celá zasunuta ve vřetení nebo vřetenové vložce. Proto u těchto podavačů nevznikají nežádoucí vibrace. To umožňuje využití celého rozsahu otáček vřetena soustruhu. Délka podávaných tyčí tedy není limitována podavačem, ale délkou vřetena soustruhu, případně délkou vřetenové vložky. Podavače krátkých tyčí bývají vybaveny zásobníkem tyčí. Pokud pracuje podavač v automatickém cyklu, dojde po zpracování tyče k vyhození zbytku do pracovního prostoru stroje a k podání nové tyče ze zásobníku. Tím je umožněn až několikahodinový provoz bez zásahu obsluhy. [7]

3.3 Podavače dlouhých tyčí

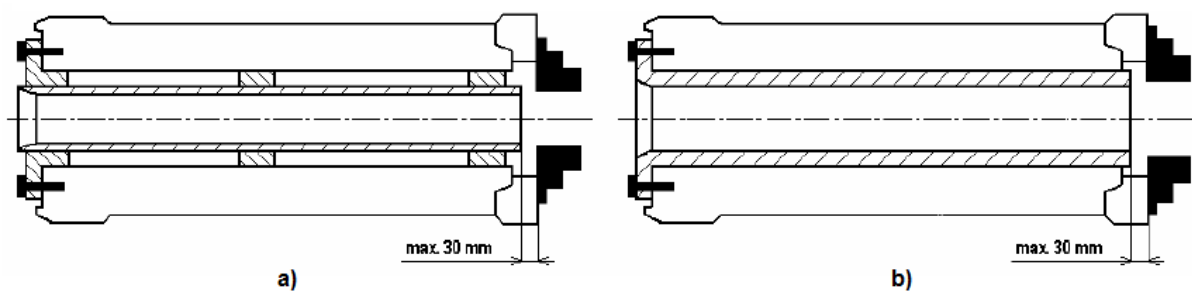
Podavač je během obrábění v kontaktu s rotující tyčí. Podavač tyč stabilizuje a podepírá. Na konci je tyč podepírána rotující hlavou tlačníku. Tyč je většinou stabilizována pomocí hydrodynamického účinku oleje ve vodící trubce podavače. S rostoucí vůlí mezi rotující tyčí a trubicou klesá hydrodynamický efekt. Délka použité tyče tedy není omezena délkou vřetene. Může ovšem dojít k omezení otáček vřetene. Zbytek tyče bývá většinou vyhazován zpět do podavače. Některé podavače dlouhých tyčí jsou vybaveny zásobníkem, podobně jako podavače krátkých tyčí, u jiných je potřeba po každé spotřebované tyči vložit ručně novou. [7]

4 Konstrukční řešení podavačů

4.1 Vřetenová vložka

Vřetenová vložka má za úkol zajistit přesné vedení tyče ve vřetenu, dále udržuje tyč v ose vřetena a při obrábění zajišťuje stabilitu tyče. Vřetenová vložka také může být do určité míry použita jako prodloužení délky vřetene. Doporučený rozměr, o který lze vřeteno prodloužit, je přibližně 20 cm. Záleží však na rychlosti vřetene a průměru a hmotnosti tyče.

Vřetenová vložka je bezešvá ocelová trubka, která se ukládá do vřetene. Řešení, při kterém je vložka tvořena pouze jednou trubkou (Obrázek 4.1 b), je vhodné zejména u větších průměrů tyčí, případně u dlouhodobého obrábění tyčí stejného průměru. V ostatních případech se využívají ocelové trubky vlepené do modifikované vřetenové vložky. Modifikovaná vřetenová vložka je tvořena třemi kroužky (Obrázek 4.1 a, Obrázek 4.2). Ty mohou být ocelové nebo z jiného materiálu, který ovšem nesmí sát olej. Jinak by docházelo ke zvětšování objemu a obtížnému vyjímání.



Obrázek 4.1 Vřetenová vložka a) modifikovaná, b) klasická [21]



Obrázek 4.2 Vřetenová vložka Breuning [30]

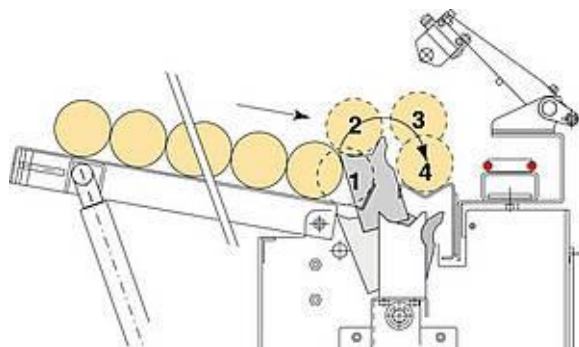
4.2 Systémy nakládání tyčí ze zásobníku

Zásobníky tyčí jsou většinou řešeny jako šikmé plochy, po nichž se tyče přesouvají pomocí gravitace do místa, kde probíhá odebírání tyčí. Někdy bývají šikmé plochy doplněny řetězovým posuvným zařízením, případně je možné využít posuvné zařízení na vodorovné desce. To je výhodné pro přesouvání zejména nekruhových profilů.

Pro velmi malé průměry tyčí se většinou používají speciální zásobníky, protože jednotlivé odebírání těchto tyčí ze šikmých zásobníků by bylo velmi obtížné. Tyto zásobníky mohou být řetězové, kde každá tyč je opřena o zarážku, která je přesouvána pomocí řetězu do místa odběru tyče. Dalším možným řešením je využití lišt, které mají na horní straně vytvořen tvar vlnek. V každé vlnce je uložena jedna tyč. Tyče jsou pak přesouvány do dalších vlnek a nakonec jsou vyhozeny do vodícího kanálku podavače.

4.2.1 Způsob 1

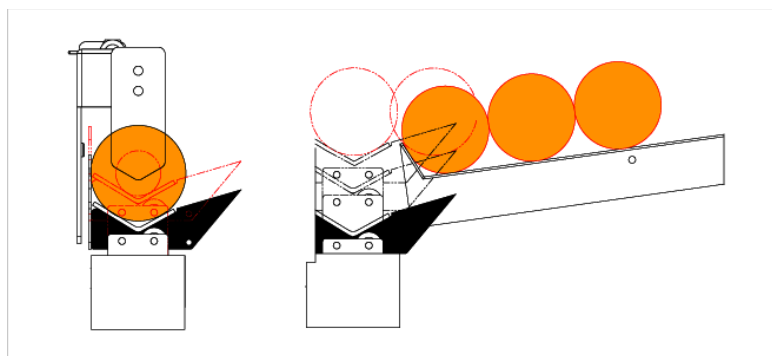
Při tomto způsobu jsou tyče ze zásobníku odebírány pomocí páky, která koná kyvný a výsuvný pohyb. Páka má na horní straně vytvořen kruhový či prizmatický profil, ve kterém je tyč uložena během nakládání. Při výměně se páka nejprve natočí směrem k odebírané tyči. Následně se vysune, tím dojde k vyjmutí tyče ze zásobníku. Dalším pohybem se páka natočí tak, aby tyč byla nad vodícím kanálkem. V posledním kroku se páka zasune a vrátí do původní polohy.



Obrázek 4.3 Nakládání tyčí - způsob 1 [24]

4.2.2 Způsob 2

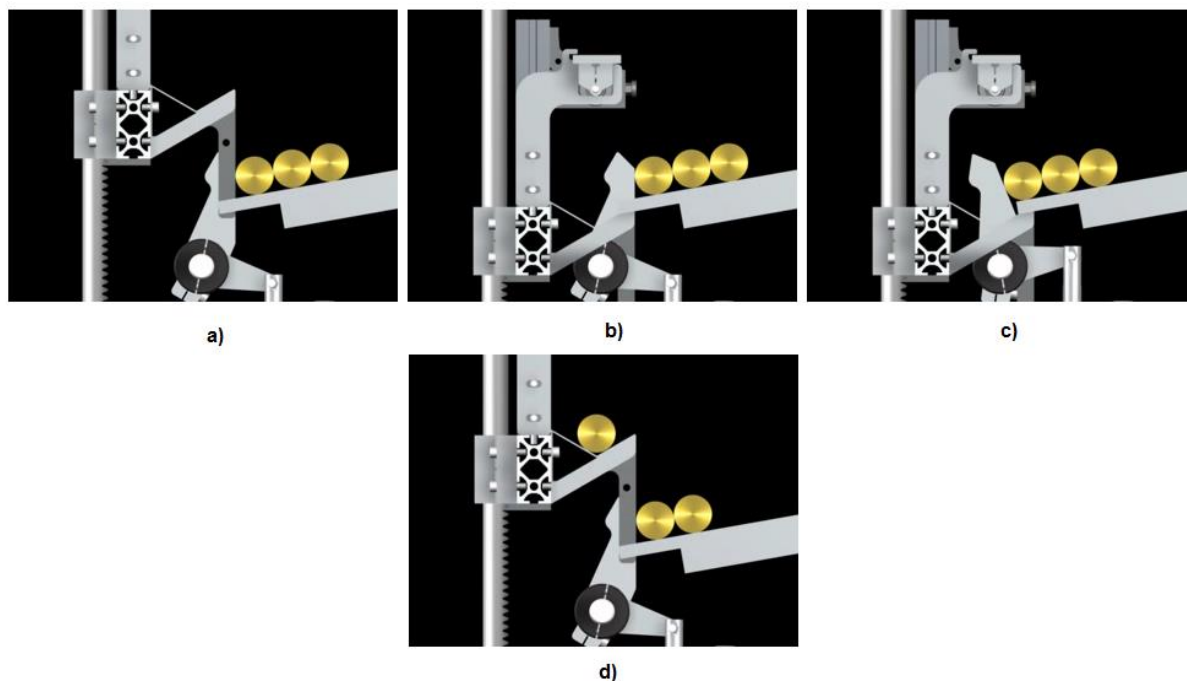
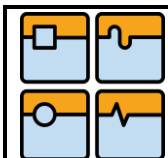
Tento systém využívá šikmou podávací lištu, která je pevně připevněna k prizmatickému vodícímu kanálku. Ten je polohovatelný ve svislém i vodorovném směru. Při nakládání nové tyče se prizmatický kanálek spustí do dolní polohy, následně se pohybem vpravo nastaví do takové polohy, aby podávací lišta odebrala jednu tyč. Dalším pohybem, tentokrát směrem nahoru, se tyč vyjme ze zásobníku a po šikmé ploše se přesune do vodícího kanálku. S naloženou tyčí se celek přesune zpět do polohy vlevo a svislým pohybem vystředí tyč s vřetenem.



Obrázek 4.4 Nakládání tyčí - způsob 2 [25]

4.2.3 Způsob 3

K odebrání tyčí je využíván výškově přestavitelný prizmatický kanálek a kyvná páka, pomocí které se zajišťuje odebrání právě jedné tyče. První pohyb koná vodící kanálek a probíhá směrem dolů. Následuje vyklopení páky, které umožní tyči sjetí do požadované polohy nad vodící kanálek. Ten se pak přesune zpět do horní polohy a odebere tyč ze zásobníku. Při pohybu vzhůru dojde také k nastavení páky do původní polohy tak, aby se celý proces mohl opakovat.



Obrázek 4.5 Nakládání tyčí - způsob 3 [30]

4.2.4 Způsob 4

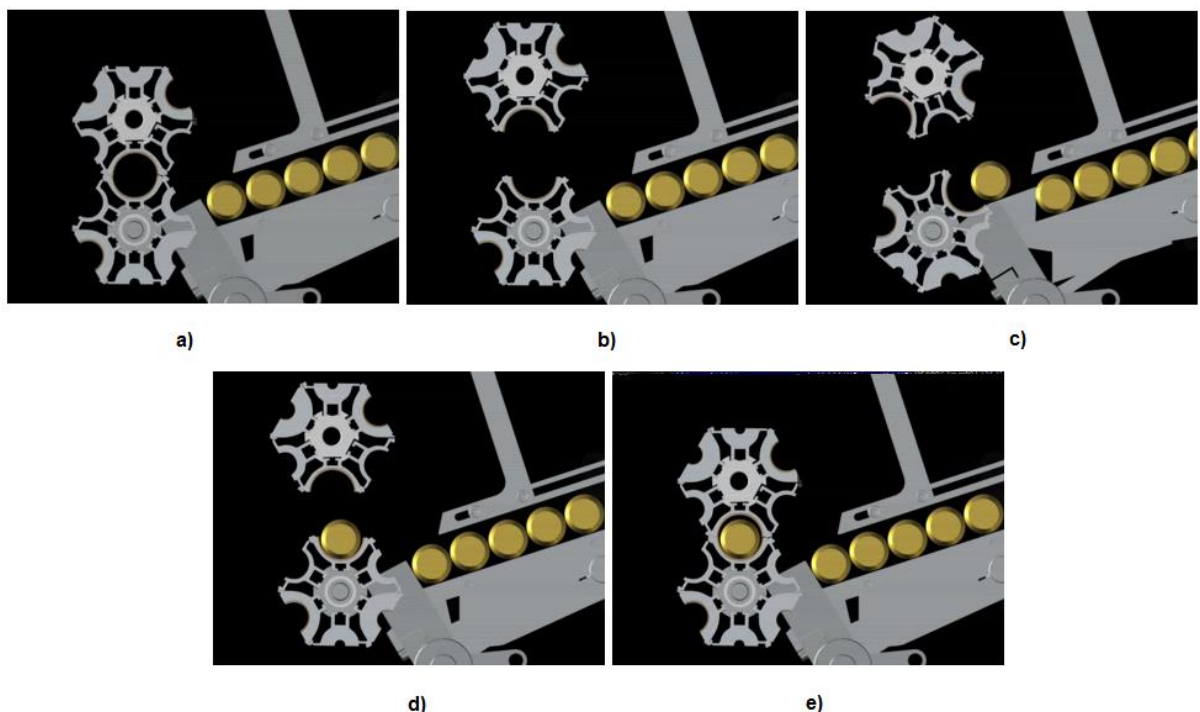
U tohoto systému jsou využity kruhové vodící kanálky. To je dáno především tím, že se tento systém využívá u podavačů dlouhých tyčí. Avšak je možné ho použít i u podavačů krátkých tyčí. V tomto případě jsou použity speciální otočné držáky vodících kanálků, které umožňují jejich automatickou výměnu, ale mohou být použity vodící kanálky klasických průřezů.



Obrázek 4.6 Systém otočných vodících kanálů [30]

Tyče jsou jako v předchozích případech uloženy v šikmém zásobníku a jejich posouvání je tedy zajištěno pomocí gravitace. Tyče jsou na konci zásobníku opřeny o doraz. Vyjmutí tyče je zde řešeno pomocí výsuvné lišty. Pro různé průměry tyčí se

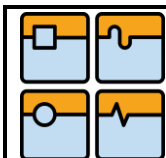
lišta nastavuje ve vodorovném směru tak, aby vždy odebrala pouze jednu tyč. Na začátku výměny je však nutné nejdříve rozpojit vodící kanálek, aby tyč měla možnost dostat se na své místo. Aby bylo zajištěno správné zachycení tyče, musí se po rozpojení kanálků jejich držák natočit. Tento krok lze vynechat za předpokladu umístění opěrné lišty za vodící kanálek nebo použití výsuvné lišty s nižším sklonem plochy. Dále následuje již zmíněné vysunutí lišty. V poslední fázi se vodící kanálek natočí do původní polohy a oba kusy se opět spojí.



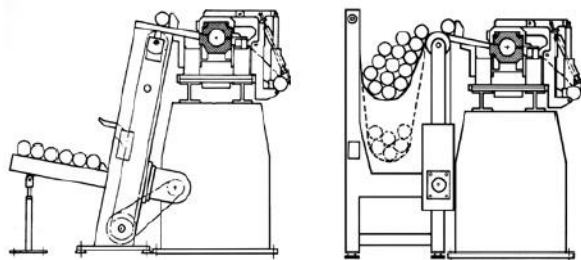
Obrázek 4.7 Nakládání tyčí - způsob 4 [30]

4.2.5 Způsob 5

Systém používaný opět u podavačů dlouhých tyčí. Odlišnost oproti ostatním systémům je v tom, že zásobník tyčí je umístěn níže než vodící kanálek. Tyče jsou pak jednotlivě vyzvedávány a ukládány na šikmou plochu, ze které jsou následně přesouvány do vodícího kanálku. Zásobník může být řešen i formou pásů, na kterých jsou tyče uloženy. Postupným navíjením pásů se tyče přemisťují na šikmou plochu jako v předchozím případě.

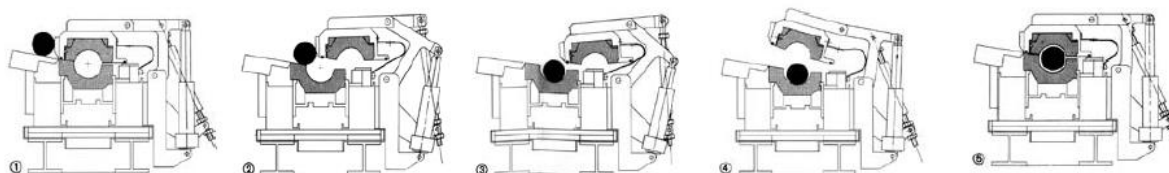


DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obrázek 4.8 Zásobníky tyčí [27]

Při výměně je tyč spuštěna tak, aby se opřela o doraz na rámu vrchní části vodícího kanálku. Rám se následně odsune vpravo a tyč zapadne do spodní části kanálku. Horní část se pak zdvihne a přesune se zpět doleva a pohybem dolů se spojí se spodní částí.



Obrázek 4.9 Nakládání tyčí - způsob 5 [27]

4.2.6 Shrnutí

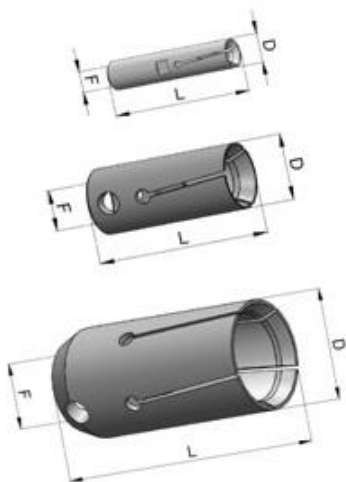
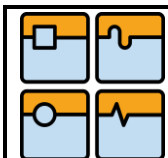
Systém pro nakládání tyčí by měl být zkonstruován především tak, aby spolehlivě plnil svoji funkci v co nejkratším čase. Při navrhování systému nakládání tyčí se u každého podavače musí přihlížet k jeho parametrům a funkcím, zejména k tomu, zda se jedná o podavač krátkých nebo dlouhých tyčí, a podle nich zvolit vhodné řešení. Přitom je možné kombinovat prvky z různých systémů a tím vytvořit ideální řešení.

4.3 Konstrukce tlačníku

Úkolem tlačníku je posunovat tyč ve vodícím kanálku. Proto je připevněn k posuvnému mechanismu, který zajišťuje jeho pohyb. Tlačník by měl mít takovou délku, aby umožnil posunování tyče skrz celé vřeteno. Měl by tedy mít minimálně takovou délku, jako je délka vřetena zvětšená o vzdálenost mezi soustruhem a podavačem. Někdy bývá z důvodu šetření místa použit pouze krátký tlačník, takový, že jeho délka neumožňuje protlačení tyče skrz celé vřeteno. V tomto případě se pak využívají tlačné tyče. V momentu, kdy tlačník dosáhne polohy maximálního vysunutí, se vrátí zpět do výchozí pozice a je na něj připojena tlačná tyč. S pomocí tlačné tyče se pak pokračuje v podávání tyče. Toto řešení se využívá u krátkých podavačů tam, kde je kladen důraz na malé rozměry podavače i za cenu zvýšení času podávání.

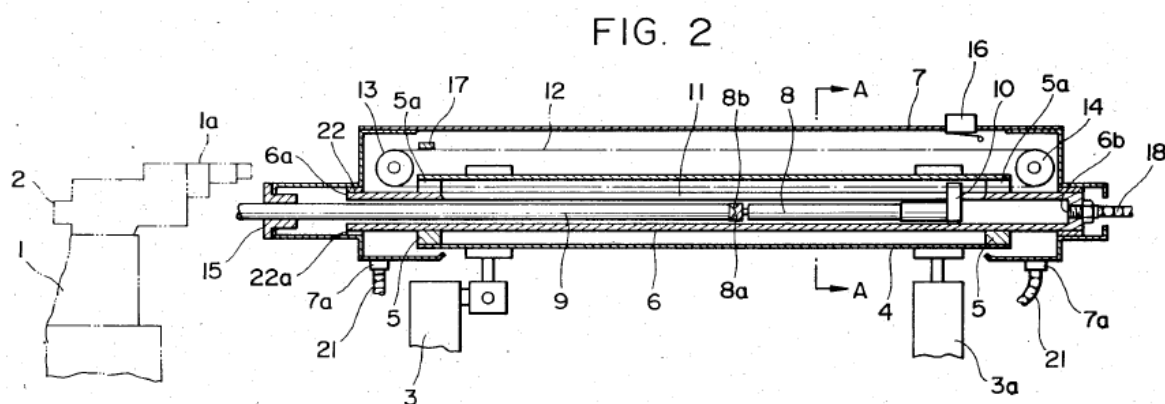
Tlačníky u podavačů dlouhých a krátkých tyčí se značně liší. U podavačů krátkých tyčí je jejich konstrukce poměrně jednodušší. Jsou většinou tvořeny tyčí pevně uchycenou pomocí závitů na posuvném mechanismu. Jeden průměr tlačníku pak umožňuje podávání velkého rozsahu průměru tyčí. Konstrukce je jednodušší také proto, že je zde více prostoru pro umístění tlačníku a přidružených komponent.

U podavačů dlouhých tyčí je konstrukce tlačníku složitější. To je dáno především tím, že tlačník podepírá rotující tyč. Na předním konci tlačníku je rotačně umístěn buď prvek s kuželovým zahloubením, nebo kleštinový upínač (Obrázek 4.10). V případě použití kleštinového upínače je tyč po naložení uchycena přidržovačem a kleština je natlačena na tyč. Poté dojde k uvolnění přidržovače. Kleštinový upínač umožňuje podávání menšího rozsahu průměru tyčí než tlačník krátkých podavačů nebo tlačník s kuželovým zahloubením. Jeho výhodou je, že přidržuje tyč a tím eliminuje setrvačné účinky od zpomalování při posunu tyče. Proto může zpomalení pohybu probíhat s větší intenzitou a tím dochází ke snížení potřebného času na posun tyče.



Obrázek 4.10 Kleštinové upínače [28]

Posun tlačníku je zajištěn pomocí pohybového mechanismu. Ten je tvořen saněmi uloženými ve vedení. Jeho pohon je zajištěn buď pneumatickým válcem nebo elektromotorem. V případě použití elektromotoru je možné využití kuličkového šroubu a matice, řetězu nebo synchronního řemenu. Schéma možného řešení je znázorněno na obrázku 4.11, kde je ve vodící trubce **6** umístěn tlačník **8**, na kterém je umístěn rotační tlačný prvek **8a**. Na zadním konci je tlačník **8** připevněn k praporku **10**, který nahoře prochází drážkou **11** ve vodící trubce **6** a je připevněn k nekonečnému řetězu **12**. Ten je umístěn na dvojici řetězových kol **13** a **14**. Přední řetězové kolo **13** je pak poháněno motorem.

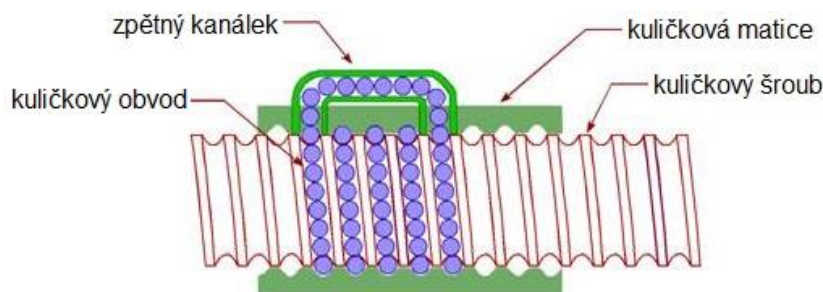


Obrázek 4.11 Schéma pohonu tlačníku [29]

4.4 Typy pohonů tlačníku

4.4.1 Kuličkový šroub

Kuličkový šroub pracuje stejně jako klasický šroub. Převádí rotační pohyb na pohyb přímočarý s převodem do pomala. U kuličkového šroubu je však prostor mezi závity vyplněn kuličkami. Tím je zvýšena efektivita a účinnost (90%) a sníženo tření, které způsobuje opotřebení. Kuličky obíhají v závitech šroubu a vracejí se zpětnými kanálky na začátek závitu. Rychlost oběhu kuliček je limitována konstrukcí kanálků.



Obrázek 4.12 Princip kuličkového šroubu [31]

Drážka pro kuličky může mít kruhový nebo gotický profil. Kuličkový profil je výrobně jednodušší, ale neumožňuje realizovat předepnutí. Gotický profil má vyšší účinnost, přesnost a možnost vymezení vůle a předepnutí. Kuličkové šrouby se vyrábějí více způsoby. Válcované šrouby jsou nejlevnější, ale není možné je předepnout. Broušené a okružované šrouby jsou přesnější a umožňují předepnutí, jejich výroba je ovšem dražší.

Kuličkový šroub umožňuje vyvození velkých axiálních sil. Jeho omezení je spjato s rychlostí. Maximální rychlost je omezena oběhovým faktorem, jehož hodnota závisí na rychlosti oběhu kuliček. Je známo, že s rostoucím průměrem šroubu klesají maximální povolené otáčky.

Výhody

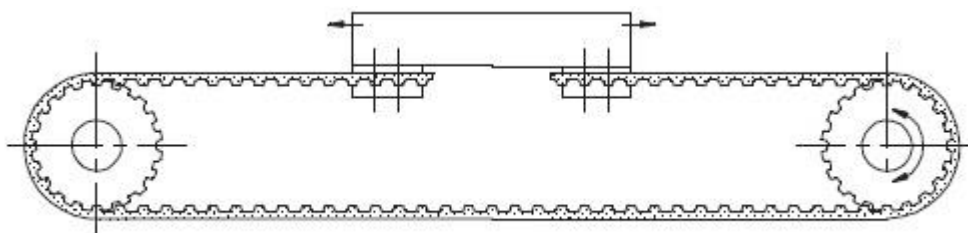
- Možnost velkých axiálních sil
- Možnost použití nepřímého odměřování
- Cenová dostupnost

Nevýhody

- Rychlostní omezení posuvu (max. 90m/min)
- Velké setrvačné hmoty
- Opotřebenění komponent
- Omezená délka zdvihu

4.4.2 Ozubený řemen

Ozubení řemen přenáší sílu z řemenice na řemenici tvarovým stykem. Nedochází tedy k prokluzu jako u jiných typů řemenů. Ozubené řemeny se skládají ze tří vrstev: ochranné, tažné a stykové. Na tažné vrstvě závisí tuhost řemenu. Profil zubu řemenu má lichoběžníkový, parabolický nebo jiný profil. Ozubený řemen tedy představuje ideální způsob, jak polohovat, nastavit stálé otáčky, odstranit prokluzu a jednoduše a účinně přenášet kroutící moment na relativně větší vzdálenost. Účinnost převodů využívajících ozubený řemen dosahuje hodnot 97 - 99 %. K vyvození lineárního pohybu se využije konstrukce podle obrázku 4.13.



Obrázek 4.13 Lineární pohyb vyvozený řemenem [32]

Přesnost polohování je značně závislá na tuhosti řemenu a také na jeho profilu. Při použití velkého zatížení nebo velkého zrychlení může docházet k rozkmitání systému. Aby bylo polohování co nejpřesnější, je také nutné řemen předepnout. Doporučené předepnutí bývá 1,1 až 1,2 násobek efektivního zatížení. Pro aplikace s přesným polohováním se doporučuje dvojnásobek. Předepnutí se řeší uložením řemenice nepoháněné motorem jako polohově seřiditelné.

Použití ozubených řemenů je tedy omezeno zejména jejich nízkou tuhostí a také nižšími přenášenými silami. Použití ozubených řemenů je však cenově výhodné. Například cena oproti kuličkovým šroubům bývá zhruba o 40% menší.

Výhody

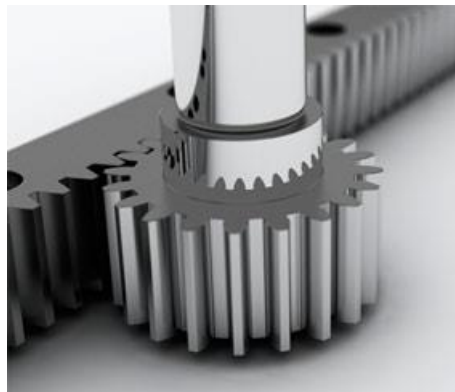
- Nízká cena
- Bezúdržbový provoz

Nevýhody

- Relativně nízká tuhost
- Omezené silové zatížení

4.4.3 Ozubený hřeben

Pohon je složen z ozubeného hřebene s lichoběžníkovým profilem a ozubeného pastorku. Pracuje na principu, kdy se odvaluje poháněný pastorek po ozubeném hřebenu. Hřeben bývá připevněn k rámu stroje a pastorek je poháněn přes převodovku servomotorem.



Obrázek 4.14 Pohon ozubeným hřebenem a pastorkem [33]

Přesnost polohování závisí na přesnosti výroby hřebene, vůli převodovky a vůli mezi pastorkem a hřebenem. Vůle mezi pastorkem a hřebenem se vymezuje několika způsoby. Za použití jednoho motoru je možné předpětí provést mechanicky pomocí pružiny. Druhou možností je použití dvou motorů pracujících v režimu master-slave. Řídící systém uměle vyvolává předpětí, kdy motory proti sobě působí určitým momentem.

Výhody

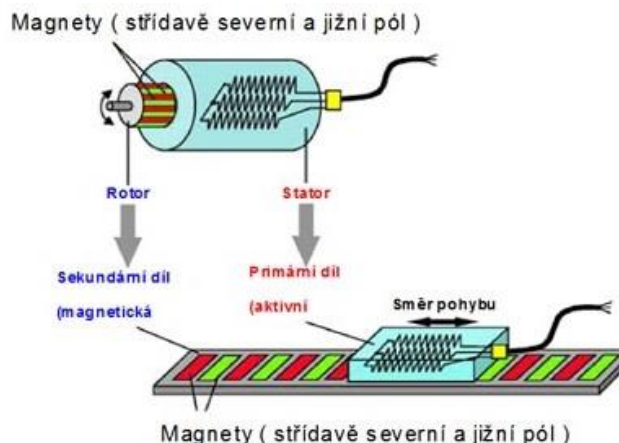
- Velké zdvihy
- Snadné vymezení vůle
- Rychlost posuvu až 120 m/min

Nevýhody

- Větší setrvačné hmoty
- Zástavba do supportu

4.4.4 Lineární motor

Lineární motor pracuje na indukčním principu stejně jako rotační motor, který je rozvinutý do roviny. Tím je umožněno dosažení lineárního pohybu bez pomoci převodu mechanickými komponentami, jako jsou kuličkový šroub nebo ozubený hřeben. Stator je označován jako primární část a rotor jako sekundární část. U lineárních motorů je primární část tvořena feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v jeho drážkách. Naproti primární části je umístěna sekundární část, která je tvořena permanentními magnety zalitými v pryskyřici. Po přivedení proudu na primární část (jezdec) vznikne mezi oběma částmi magnetické pole a dojde k pohybu jezdce. Úroveň proudu se ovládá rychlost a síla pohybu. [31]



Obrázek 4.15 Princip lineárního motoru [34]

Lineární motor není vybaven žádným převodem, to znamená, že musí potřebnou sílu vyvodit sám. Tím je tento pohon předurčen pro aplikace s vysokou dynamičností a menšími axiálními silami.

Výhody

- Neomezená délka zdvihu
- Vysoká rychlost posuvu
- Vysoká přesnost polohování až 0,1 μm

Nevýhody

- Nízké zatížení
- Oteplení motoru procházejícím proudem
- Cena

4.4.5 Lineární jednotka

Pro vyvození lineárního pohybu je také možné použít přímo lineární jednotku. Lineární jednotka je složena z některého výše uvedeného typu pohonu a rámu, který bývá nejčastěji tvořen hliníkovými profily. Mohou být dodávány přímo s motorem, nebo bez něj.



Obrázek 4.16 Lineární jednotka s motorem [35]

Lineární jednotky přinášejí výhodu v tom, že uživatel nemusí daný pohon navrhovat. Stačí pouze zvolit podle známých parametrů vyhovující jednotku. Výrobce pak dodá jednotku ve zvolené délce a přesnosti.

5 Přehled vybraných výrobců a jejich produktů

5.1 CNC Technology

Jedná se o českou firmu založenou v roce 1992. Sortiment firmy je tvořen řadou podavačů tyčí pro CNC soustruhy a portálovým zakladačem pro přírubové součásti.

Spacesaver 2410



- Se zásobníkem materiálu
- Vyhazování zbytku tyčí novou tyčí
- Minimální údržba
- 100% elektrické napájení
- Podávání na doraz i na polohu

Obrázek 5.1 Spacesaver 2410 [21]

Průměr tyče – kruhový průřez	6 – 105 mm
Rozměr tyče šestihran	8 – 90 mm
Rozměr tyče čtyřhran	8 – 74 mm
Kapacita zásobníku tyčí	neomezeně 6 mm až 3 tyče 105 mm
Tlačníky	6, 10, 18 mm
Pracovní zdvih tlačníku	1535 mm
Maximální délka tyče zpracovaná podavačem	1525 mm
Seřizovací doba při změně průměru tyče	max. 1 min
Výška osy podávané tyče	825 – 1175 mm

Tabulka 5.1 Parametry stroje Spacesaver 2410 [21]

5.2 LNS Group

Firma se sídlem ve Švýcarsku, která existuje 40 let. Poskytuje řešení pro automatizaci výroby po celém světě. LNS operuje v oblastech podavačů tyčí, třískového hospodářství a vzduchových filtračních zařízení.

Alpha SL65 S (Obrázek 3.6)

Průměry tyčí	6 – 65 mm
Délka tyče	300 – 1500 mm
Doba seřízení na nový průměr tyče	5 min
Doba seřízení při výměně tlačníku	10 min
Motor	servomotor
Pohon	ozubený řemen

Tabulka 5.2 Parametry stroje Alpha SL65 S [23]

5.3 IEMCA

Jedná se o italského výrobce podavačů tyčí. Vyrábí podavače jak pro jednovřetenové, tak i pro vícevřetenové soustruhy. Stroje této firmy se v současné době vyrábějí také v USA, Japonsku a Číně a jsou rozšířeny v mnoha zemích.

Boss 552-HD (Obrázek 3.5)

Kruhové tyče	5 – 51 mm
Šestihranné tyče	5 – 40 mm
Doba výměny tyče	30 s
Délka zbytku tyče	400 mm
Rychlost podávání	700 mm/s
Rychlost zpětného pohybu	900 mm/s

Tabulka 5.3 Parametry stroje Boss 552-HD [20]

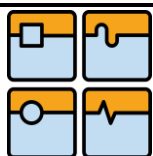
5.4 Haas Automation

Společnost Haas Automation je výrobcem obráběcích strojů v Severní Americe. Vyrábí řadu vertikálních i horizontálních obráběcích center a také CNC soustruhy. Dále vyrábí podavače tyčí určené výhradně pro soustruhy vlastní výroby.

Servo Bar 300

Průměr kruhových tyčí	9,5 – 79,4 mm
Přesnost posuvu	± 0,127 mm
Kapacita zásobníku	30 tyčí o průměru 25 mm
Hmotnost	480 kg
Cena	11,995 €

Tabulka 5.4 Parametry stroje Servo Bar 300 [36]



5.5 Edge Technologies

Firma s historií sahající až do roku 1986, oblastí působení této firmy je zejména Severní Amerika.

Minuteman 320 SE



Obrázek 5.2 Minuteman 320 SE [37]

Průměry tyčí	3 – 26 mm
Maximální délka tyče	3785 mm
Rychlost podávání	max. 600 mm/s
Rychlost zpětného pohybu	1000 mm/s
Podávací síla	max. 450 N
Délka zbytku tyče	420 mm
Naložení nové tyče	25 s

Tabulka 5.5 Parametry stroje Minuteman 320 SE [37]

6 Návrh konstrukce podavače

Pro navrhování byl zvolen podavač krátkých tyčí. Podavač bude vybaven zásobníkem tyčí. Standardně budou podávány tyče kruhové a šestihranné. Rozměry podávaných tyčí byly zvoleny v rozsahu \varnothing 6 až 55 mm u kruhových tyčí a šestihranné tyče rozměrové řady 6 až 46 mm. Maximální délka tyčí by měla být 1200 mm. Podavač by měl být schopný podávat na polohu, proto bude zkonstruován s elektrickým pohonem tlačníku. Vzhledem k nižším pořizovacím nákladům je možné, že pohyby jiných částí budou zajištěny pomocí pneumatických pohonů.

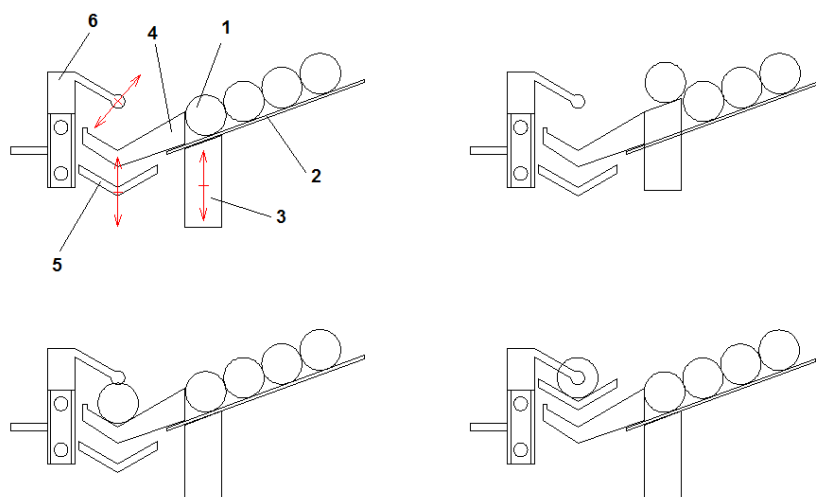
7 Nakládání tyčí

Způsobů řešení nakládání tyčí existuje velké množství, přičemž každý způsob má určité výhody a nevýhody. Při volbě řešení je nutné zohlednit tvar a rozměry používaných tyčí. S ohledem na zmíněné parametry byla pro konstruovaný podavač navržena dvě následující řešení.

7.1 První řešení

Toto řešení využívá svislého lineárního pohybu podávacích lišt. Dále je zde využito gravitačního posunování tyčí. Funkce je podrobněji popsána v následujícím odstavci.

Tyče jsou uloženy v šikmém zásobníku **2**. Nová tyč **1** je zvednuta pomocí podávací lišty **3**. Následně se působením gravitace přesune do pevně uložených záchytných háků **4**. Tyto háky mají úhel vzájemného sklonu horních ploch 120° . Tím je zajištěno ustavení šestihranných tyčí. Po ustavení tyče v záchytných hácích je tyč zvednuta pomocí výškově přestavitelného vodícího kanálku **5** tvaru V, také s vrcholovým úhlem 120° . Vodící kanálek je dále ustaven v takové poloze, aby osa tyče byla totožná s osou vřetena. Po naložení tyče se dále pokračuje v podávání tyče pomocí tlačníku **6**. Schéma je uvedeno na následujícím obrázku.

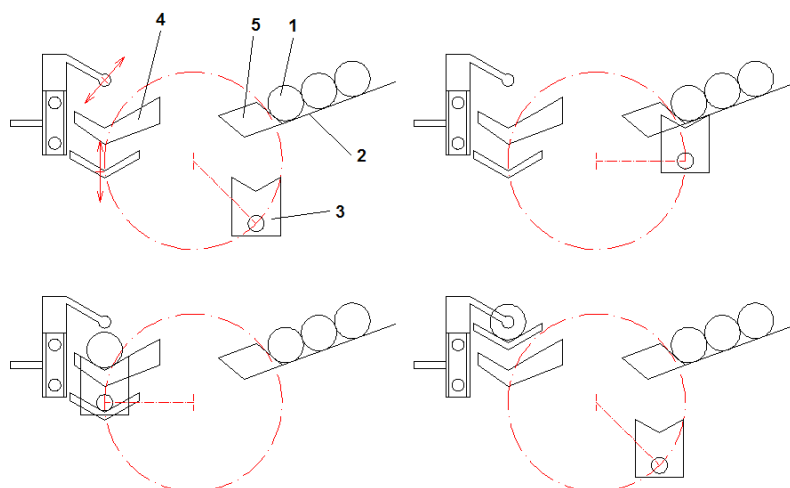


Obrázek 7.1 Schéma prvního řešení nakládání tyčí

7.2 Druhé řešení

Zde je využit rotační pohyb prizmatických lišt. Základní prvky jsou stejné jako v předchozím řešení. Podrobnější popis je opět uveden v následujícím odstavci.

Stejně jako v případě prvního řešení jsou tyče uloženy v šikmém zásobníku **2**. Nová tyč **1** je však zvednuta pomocí prizmatických lišt **3** konajících kruhový pohyb. Prizmatické lišty, mající vrcholový úhel 120° , zajišťují vystředění tyče a správné natočení šestihranných tyčí. Prizmatické lišty dále uloží tyč do záchytných háků **4**. Další postup je shodný s předchozím řešením.



Obrázek 7.2 Schéma druhého řešení nakládání tyčí

7.3 Zhodnocení variant

Obě varianty umožňují manipulaci s kruhovými i šestihrannými tyčemi. Vzhledem k tomu, že v první variantě probíhá pouze přímočarý pohyb podávací lišty s pevně danými koncovými polohami, bylo by vhodné použít zde k pohonu pneumatický válec. Naopak ve druhé variantě je kvůli rotačnímu pohybu potřeba použití elektromotoru. V první variantě je dále předpokládáno jednodušší konstrukční provedení.

Porovnáním zmíněných vlastností dojdeme k výsledku, že první varianta je výhodnější a to jak cenově tak i konstrukčně. Avšak při použití šestihranné tyče je zde možnost překlopení tyče místo pouhého posunutí. Tím může dojít ke špatnému ustavení tyče v záchytných hácích. A protože spolehlivost je u tohoto systému na prvním místě a druhé řešení zajišťuje vyšší spolehlivost, pro další navrhování volím právě druhé řešení.

7.4 Konstrukce systému nakládání tyčí

Při nakládání tyčí dojde k odebrání tyče ze zásobníku a následnému uložení do záchytných háků. Tyto háky musejí být ustaveny tak, aby tyč ležela rovnoměrně na každém z nich. Háky budou připevněny pomocí šroubů, a proto jsou opatřeny drážkami, které umožní jejich přesné nastavení do jedné řady.

Háky budou přišroubovány na podpěrách, které budou připojeny k rámu. Na těchto podpěrách budou také připevněny podpěry nakládací hřídele.

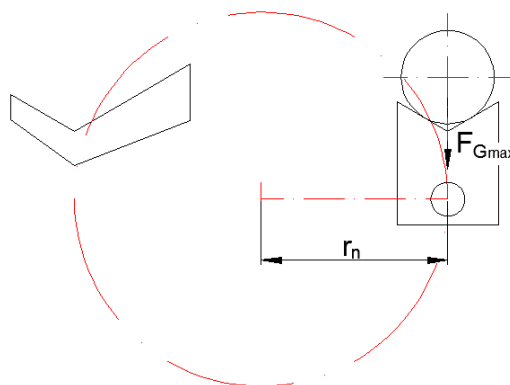
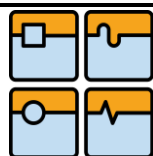


Obrázek 7.3 Záchytný hák s podpěrou

7.5 Volba pohonu pro nakládání tyčí

Pohyb, vykonávaný nakládacím ustrojím, je kruhový a přerušovaný, přičemž probíhá při malých otáčkách. Vzhledem ke kruhovému pohybu je vhodné použít elektromotor. Pohyb dále není nutné řídit, pouze je nutné ho vždy zastavit v dané poloze. Zmíněným parametrům pohybu by vyhovovalo použití krokového motoru. Ten ovšem vyžaduje poměrně složité řízení a jeho použití zde by bylo zbytečné. Vhodnějším řešením je použití asynchronního motoru s převodovkou. Zastavení motoru ve správné poloze pak bude zajištěno pomocí senzoru.

Pro správné zvolení motoru je potřeba nejdříve určit parametry, které musí splňovat. Doba trvání jednoho oběhu byla zvolena 3 sekundy. Počet otáček na výstupu motoru, případně převodovky, by se měl pohybovat okolo 20 otáček za minutu. Dalším potřebným parametrem je velikost kroutícího momentu. Jeho stanovení proběhne na základě následujícího obrázku.



Obrázek 7.4 Silové poměry nakládacího systému

Krouticí moment se stanoví z jednoduchého vztahu síla krát rameno. Maximální velikost ramene byla stanovena na $r_n = 75$ mm. Zjištění velikosti působící síly proběhne následovně:

Maximální průměr tyče	$d_t = 55$	mm
Maximální délka tyče	$l_t = 1200$	mm
Materiál tyče: ocel \rightarrow hustota	$\rho_o = 7850$	kg·m ³ [2]

Objem tyče:

$$V_t := \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \cdot l_t = 2.851 \times 10^6 \text{ mm}^3 \quad (7.1)$$

Hmotnost tyče:

$$m_t := \rho \cdot V_t = 22.38 \text{ kg} \quad (7.2)$$

Tíhová síla působící na tyč:

$$F_{Gt} := m_t \cdot g = 219.476 \text{ N} \quad (7.3)$$

Výsledný krouticí moment pak bude:

$$M_{k_n} := F_{Gt} \cdot r_n = 16.461 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (7.4)$$

Krouticí moment je ovšem tvořen i tíhovou silou nakládacích lišt a přidružených komponent. Jejich hmotnost je však v poměru k hmotnosti tyče zanedbatelná. Pro zajištění určité bezpečnosti je potřebný krouticí moment zvolen $M_{k_n} = 18$ Nm.

Následuje samotná volba motoru. Motor bude volen od výrobce Sew-eurodrive, který vyrábí motory i s převodovkami.

Požadavky na motor tedy jsou:

Výstupní otáčky	$n_v = 20$	min^{-1}
Výstupní kroutící moment	$M_{k_n} = 18$	Nm

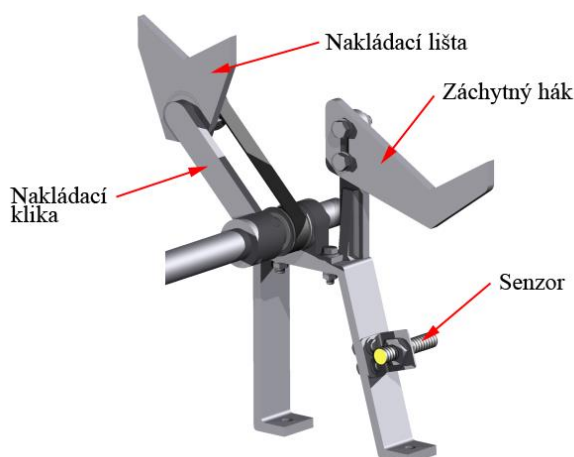
Dodávané motory a jejich parametry jsou uvedeny v katalogu na webových stránkách výrobce [38]. Zadaným parametrům nejlépe vyhovuje trojfázový asynchronní převodový motor W10DT56M4, jehož parametry jsou:

Otáčky motoru	1300 min^{-1}
Výstupní otáčky	22 min^{-1}
Kroutící moment na výstupu	18 Nm
Výkon motoru	0,09 kW
Hmotnost	5 kg

Tabulka 7.1 Parametry motoru SEW-EURODRIVE W10DT56M4 [38]

7.6 Zastavení motoru ve správné poloze

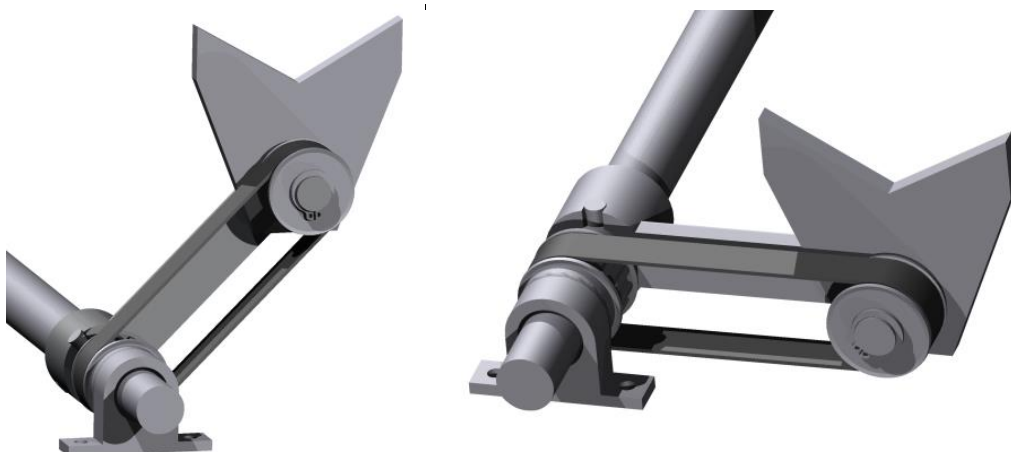
Nakládací lišty musejí být zastaveny v takové poloze, kdy nebudou zasahovat do zásobníku a také do prostoru záchytných háků a vodícího kanálku. Z těchto požadavků vyplývá, že lišty musejí být zastaveny mezi zmíněnými oblastmi. Lišty tedy budou zastaveny v poloze blízké dolní úvratí. Pro zjištění, zda se lišty v této pozici nacházejí, se do této oblasti musí umístit senzor. Ten sepne, pokud se k němu lišta dostatečně přiblíží a řídicí systém vyšle příkaz k zastavení motoru. Senzor bude tedy snímat přítomnost kovového předmětu. Z toho vyplývá, že vhodné jsou zde indukční a kapacitní senzory. Cenově výhodnější jsou ovšem senzory indukční, proto budou použity právě ty. Byl vybrán válcový indukční senzor M8 firmy SELET.



Obrázek 7.5 Umístění senzoru pro zastavování nakládání tyčí

7.7 Zajištění nakládacích lišt ve svislé poloze

Při nakládání tyčí je nezbytné, aby nakládací lišty zůstaly vždy ve svislé poloze tak, aby udržely tyč ve správné poloze. Toho lze docílit pomocí synchronního řemenu a řemenic. Jedna řemenice je pevně připevněna k nakládací liště. Druhá řemenice je nepohyblivě připevněna k rámu podavače v ose, okolo které rotují nakládací lišty. Řemen pak zajišťuje, že řemenice vždy zůstanou navzájem stejně natočeny. Princip je znázorněn na obrázku 7.6. Budou použity řemeny HTD 225 5M od firmy GATES. Volba řemenu proběhla na základě výpočtů uvedených v příloze 1. Tyto výpočty byly následně zkontrolovány pomocí návrhového programu DesinFlex Pro dodaného výrobcem.

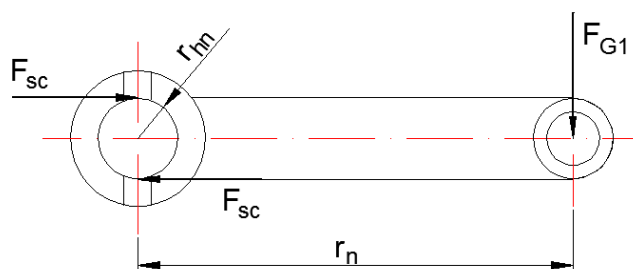


Obrázek 7.6 Zajištění polohy nakládacích lišt ozubeným řemenem

7.8 Konstrukce kliky nakládací lišty

Klika bude na jedné straně pevně připojena ke hnací hřídeli. Na druhé straně bude na klice rotačně uložena nakládací lišta. Pro uložení lišty slouží čep, na konci opatřený drážkou pro pojistný kroužek. Na opačném konci bude klika nasouvána na hřídel. Proti pootočení bude klika zajištěna pomocí čepu nalisovaného ve hřídeli. Čep pak zapadne do drážek vytvořených na přírubě kliky. Proti axiálnímu posunutí bude sloužit stavěcí šroub umístěný v přírubě kliky.

Čep zabráňující otočení kliky bude umístěn na poměrně malém ramenu, proto je vhodné zkontrolovat jeho namáhání na stříh. Rozložení sil a rozměry jsou uvedeny na následujícím obrázku.



Obrázek 7.7 Rozložení sil na nakládací klice

Parametry potřebné k výpočtu:

Poloměr hnací hřídele	$r_{hn} = 7,5$	mm
Rameno nakládací kliky	$r_n = 75$	mm

Při výpočtu střížných sil na čepu F_{sc} se bude vycházet z rovnováhy silových momentů. Pro výpočet je ještě nutné určit sílu na konci kliky F_{G1} . Tato síla je odvozena od tíhové síly působící na tyč. Vzhledem k tomu, že k nakládání budou použity čtyři lišty, dojde k rozdělení tíhové síly do čtyř částí. Tyto jednotlivé síly jsou označeny F_{G1} . K výpočtu se využije velikost tíhové síly z rovnice (7.3).

Velikost tíhové síly tyče působící na jedné klice:

$$F_{G1} := \frac{F_{Gt}}{4} = 54.869 \text{ N} \quad (7.5)$$

Momentová rovnováha na klice:

$$F_{G1} \cdot r_n = 2 \cdot F_{sc} \cdot r_{hn} \quad (7.6)$$

Z momentové rovnováhy se vyjádří velikost střížné síly:

$$F_{sc} := \frac{F_{G1} \cdot r_n}{2 \cdot r_{hn}} = 274.345 \text{ N} \quad (7.7)$$

Plocha střížné roviny čepu se určí z průměru čepu $d_c = 5 \text{ mm}$:

$$S_c := \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} = 19.635 \text{ mm}^2 \quad (7.8)$$

Napětí ve stříhu pak bude:

$$\tau_{sc} := \frac{F_{sc}}{S_c} = 13.972 \text{ MPa} \quad (7.9)$$

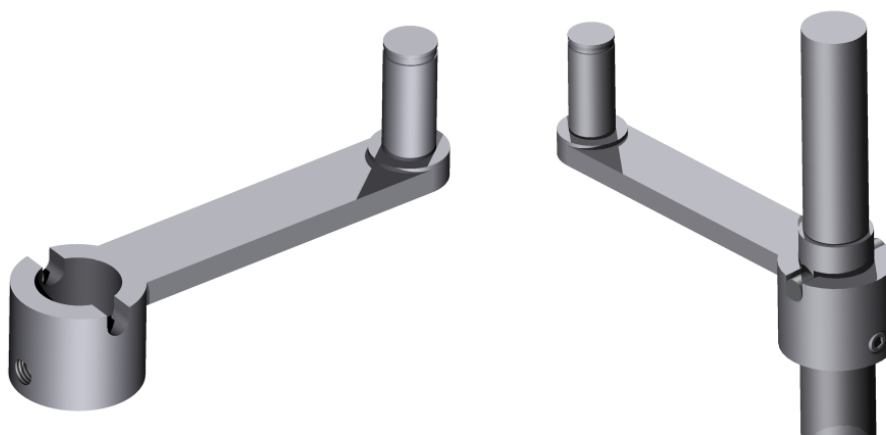
Materiál čepu:

ocel 11 500.7

Dovolené napětí ve střihu

70 MPa [2]

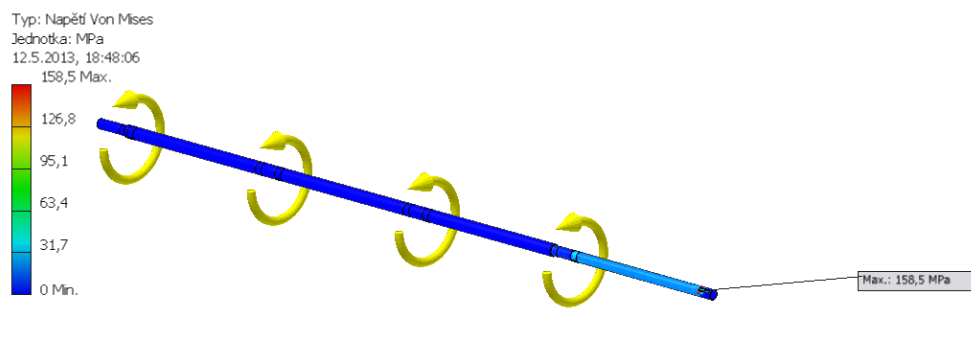
Dovolené napětí ve střihu je větší než skutečné napětí, proto čep na střih vyhovuje.



Obrázek 7.8 Klika nakládacího mechanismu

7.9 Pevnostní kontrola hřídele nakládání

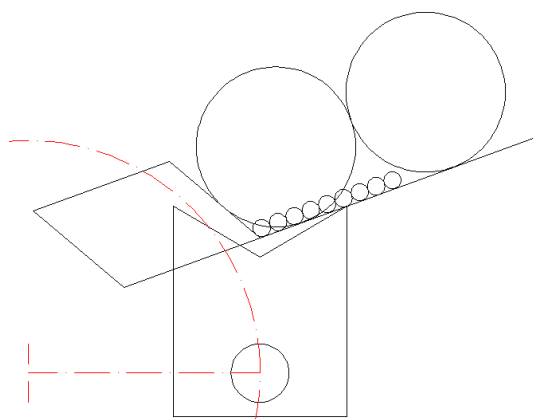
Hřídel bude zatížena krutícími momenty, které budou od nakládacích lišt přenášeny přes kliky. V místech uložení nakládacích klik bude hřídel zeslabena otvory pro čepy. Na konci hřídele bude vytvořena drážka pro pero, jehož pomocí bude přenášén krutící moment od motoru. Pevnostní kontrola proběhne pomocí programu Autodesk Inventor 2010, s ohledem na zmíněné parametry zatěžování hřídele. Výsledné namáhání hřídele je uvedeno na obrázku 7.9. Podle očekávání je kritické místo v okolí drážky pro pero. Napětí v tomto místě však nepřekračuje povolenou mez a hřídel tedy z pevnostního hlediska vyhovuje.



Obrázek 7.9 Napětí na hřídeli nakládání

8 Přizpůsobení velikosti nakládané tyče

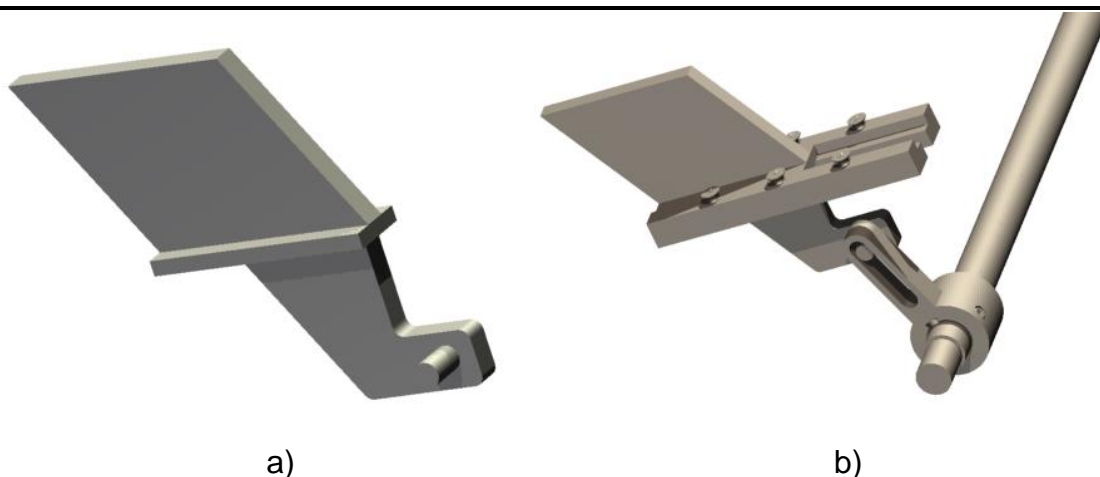
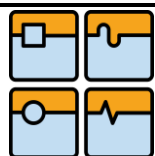
Systém nakládání tyčí musí být řešen tak, aby byla vždy naložena pouze jedna tyč. Nakládací prizmatické lišty jsou umístěny na ramenu konstantní délky, které se otáčí okolo pevného bodu. Nakládací lišty jsou umístěny tak, aby spolehlivě zvedly jednu tyč největších přípustných rozměrů. Proto by v případě použití tyčí menších rozměrů docházelo k nabírání více tyčí najednou. Tento stav je však nepřipustný. Je tedy nutné do systému zakomponovat prvky, které by tomuto jevu zabránily.



Obrázek 8.1 Naložení několika tyčí najednou

Nejjednodušším řešením se jeví zkonstruovat lištu, o kterou se tyče opírají na konci zásobníku, jako pohyblivou. Zobrazena na obrázku 7.2 pod označením 5. Lišta by se posouvala v závislosti na velikosti tyče. Pro největší tyče by lišta byla vysunutá v krajní poloze. Se zmenšujícím se průměrem tyčí by se lišta vysunovala směrem do zásobníku. Tím by zajistila, že nad podávacími lištami by se nacházela vždy jen jedna tyč.

Základním prvkem tedy jsou opěrné lišty, které jsou uloženy v lineárním vedení připevněném k zásobníku. Pohyb opěrných lišt je pak vyvozen pomocí kulisového mechanismu. Na spodní části lišt jsou vytvořeny čepy. Tyto čepy zapadají do drážek v rotačních přestavovacích ramenech. Otáčením těchto ramen pak vznikne lineární pohyb opěrných lišt.

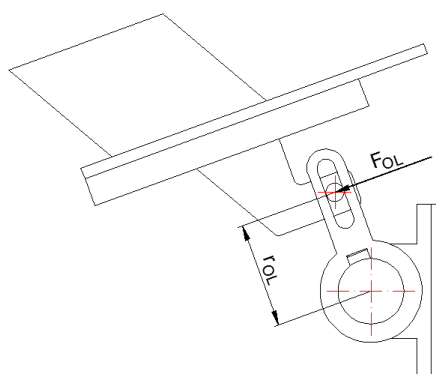


Obrázek 8.2 a) konstrukce opěrné lišty b) princip vyvození pohybu lišt

8.1 Upevnění ramen

Ramena ovládající posuv opěrných lišt budou zatížena silou, která bude působit na opěrné lišty. Tato síla je vyvozena od gravitačních sil působících na tyče uložené v zásobníku. Výpočet síly je uveden v kapitole 12.2. Ramena budou s hřídelí spojena pomocí per. Tato pera je nutné zkontrolovat na otláčení. Pera jsou konstruována tak, aby pro ně bylo nejkritičtější právě otláčení. Proto není nutné je kontrolovat na stříh. Axiální zajištění ramen na hřídeli je provedeno pomocí stavěcích šroubů.

8.1.1 Kontrola pera na otláčení



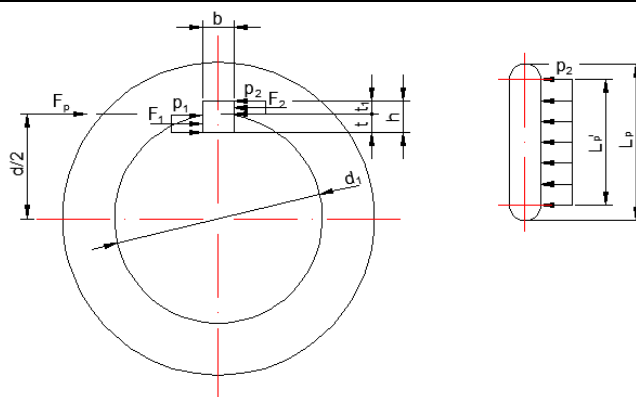
Obrázek 8.3 Silové poměry na opěrné liště

Kroutící moment působící na jedno rameno:

$$M_{k_T} := F_{OL} \cdot r_{OL} = 4.047 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (8.1)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obrázek 8.4 Tlak působící na pero

Hloubka drážky v hřídeli	$t = 3,5$	mm [2]
Hloubka drážky v náboji	$t_1 = 2,5$	mm [2]
Průměr hřídele	$d_1 = 18$	mm
Dovolený stykový tlak oceli	$p_d = 150$	MPa [4]
Délka pera	$L_p = 16$	mm

Protože v náboji je otláčována pouze přímá část boku pera L_p' a hloubka drážky je $t > t_1$, platí $p_2 > p_1$. Kontrola pera tedy bude provedena s ohledem na tlak p_2 .

Velikost působící síly na bok pera v náboji:

$$F_2 := \frac{M_{k_f}}{\frac{d_1}{2} - \frac{t_1}{2}} = 522.236 \text{ N} \quad [47] \quad (8.2)$$

Délka přímé části boku pera:

$$L_p' := L_p - b = 10 \cdot \text{mm} \quad [47] \quad (8.3)$$

Tlak na bok pera v náboji:

$$p_2 := \frac{F_2}{L_p' \cdot t_1} = 20.889 \cdot \text{MPa} \quad [47] \quad (8.4)$$

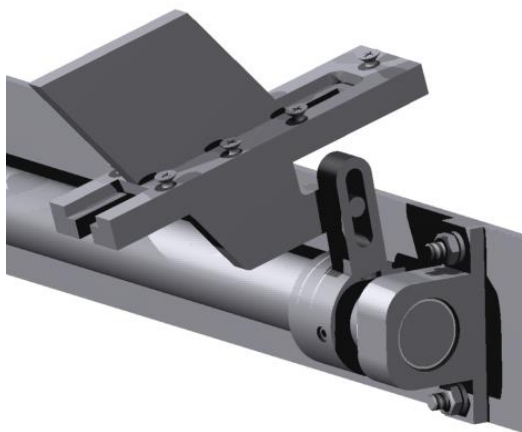
$$p_2 < p_d$$

Pero na otláčení vyhovuje.

8.2 Uložení hřídele

Navržená hřídel má v poměru k délce poměrně malý průměr. Ve spojení s působícím zatížením by pak docházelo ke značnému průhybu hřídele a tím by docházelo ke špatnému nastavení opěrných lišt. Aby se tomuto zabránilo, je potřeba hřídel vhodně uložit. Uložení pouze na koncích hřídele je v tomto případě nepoužitelné. Hřídel musí být uložena v ložiscích na několika místech. Vhodné je umístit ložiska poblíž ramen tak, aby byla zajištěna jejich správná poloha.

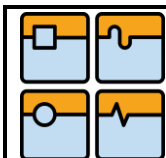
Pro tento účel jsou vybrána kluzná ložiska. Oproti valivým mají v tomto případě řadu výhod. Mají malé rozměry, nevyžadují osazení na hřídeli, mohou být bezúdržbová a jsou levnější. Byla zvolena kluzná pouzdra ze skupiny IGLIDUR G od výrobce Hennlich. Tato pouzdra jsou samomazná a nevyžadují žádnou údržbu. Zvolená pouzdra budou nalisována do těles, která budou připevněna k rámu stroje. Krajní ložisková pouzdra jsou volena s nákrůžkem, tím umožňují přenášet axiální síly. Tato ložiska pak ustaví hřídel v axiálním směru.



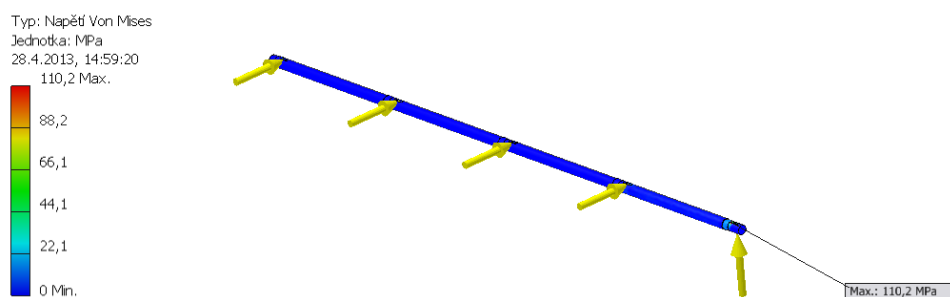
Obrázek 8.5 Uložení hřídele pro posuv opěrných lišt

8.3 Kontrola hřídele

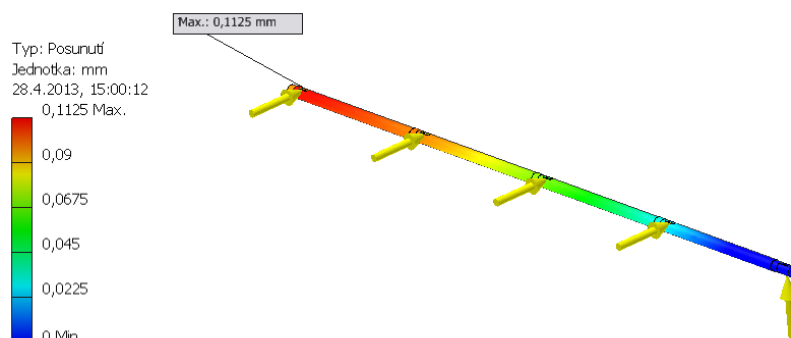
Hřídel pro přestavování opěrných lišt bude zatěžována kroutícím momentem v místech umístění přestavovacích ramen. To způsobí, že na jednom konci bude působit čtyřnásobný moment oproti opačnému konci. Tím by mohlo docházet ke zkřutu hřídele, a tím k posunutí opěrných lišt. Pokud by se opěrné lišty posunuly moc, došlo by k šikmému uložení tyčí v zásobníku. Hřídel také bude zeslabena drážkami pro pera a zahloubeními pro stavěcí šrouby. Tyto prvky negativně ovlivňují



namáhání hřídele. Pro zjištění napětí a deformace bude provedena pevnostní analýza v programu Autodesk Inventor 2010. Velikosti zatěžujících sil byly určeny v předchozí kapitole. Simulace proběhla s uvažováním sil působících na boky drážek pro pera, tyto síly pak vyvozují krouticí moment a zároveň způsobují namáhání drážek.



Obrázek 8.6 Napětí na hřídeli regulace



Obrázek 8.7 Deformace hřídele regulace

Z obrázků 8.6 a 8.7 lze vyčíst maximální hodnoty napětí a deformace. Velikost maximálního napětí na hřídeli je v oblasti pera, které zajišťuje šnekové kolo. Toto napětí má nižší hodnotu než je dovolené napětí, hřídel tedy z pevnostního hlediska vyhovuje. Místo maximální deformace je podle očekávání pod krajním přestavovacím ramenem. Tato deformace bude mít za následek pouze nepatrné a přijatelné posunutí opěrné lišty. Z tohoto hlediska hřídel také vyhovuje.

8.4 Pohon přestavování

Lišty se budou přestavovat pouze při změně rozměrů podávaných tyčí. Tato změna by měla probíhat zřídka, odhadem maximálně jednou denně. Přestavování by také mělo probíhat před naložením tyčí do zásobníku. Tím je dáno, že při přestavování zde bude působit pouze malé zatížení. Z těchto důvodů vychází použití motoru pro přestavování jako neekonomické. Je tedy výhodné použít ruční přestavování.

Pohyb bude vyvozen pomocí odnímatelné kliky na přední straně podavače. Pomocí šnekového soukolí bude pohyb převeden na hřídel s připevněnými rameny. Soukolí také zajistí potřebný převod a dále i samosvornost systému. Poloha opěrných lišt bude snímána indukčním senzorem AM1-AN-5H firmy TECON (Obrázek 8.9). Nastavení na správný rozměr tyče se provede odečtením hodnoty z displeje ovládacího panelu. Po nastavení lišt do správné polohy by mělo být provedeno zkušební naložení jedné tyče v ručním režimu podavače.

Šnekové soukolí bude zatěžováno statickým momentem, vyvozeným od tyčí uložených v zásobníku. Tento moment je součtem momentů působících na přestavovacích ramenech. Hodnota tohoto momentu činí $M_{k_{sk}} = 16,2 \text{ Nm}$.

Výpočet šnekového soukolí proběhl v programu Autodesk Inventor 2010. Podle vstupních parametrů byl proveden výpočet s následujícími výsledky.

Geometrie

Převodový poměr	i	50
Osový modul	m_x	1 mm
Délka šneku	b_1	26 mm
Šířka kola	b_2	10,9 mm
Osový úhel profilu	a_x	20 °

Rozměry

		Šnek	Šnekové kolo
Počet chodů	z	1	
Počet zubů	z		50
Průměr roztečné kružnice	d	14 mm	50 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	16 mm	52 mm
Průměr patní kružnice	d_f	11,6 mm	47,6 mm

Zatížení

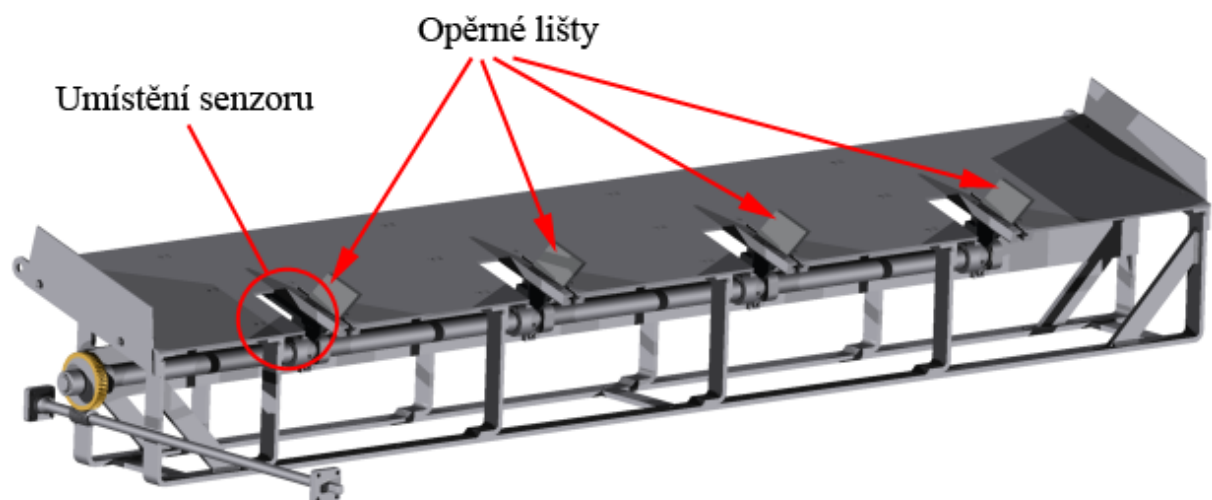
		Šnek	Šnekové kolo
Výkon	P	0,001 kW	0,002 kW
Otáčky	n	50 min ⁻¹	1 min ⁻¹
Svěrný moment	T	0,193 Nm	16,2 Nm
Účinnost	η		0,595
Radiální síla	F _r		99,968 N
Obvodová síla	F _t	27,540 N	648 N
Axiální síla	F _a	648 N	27,540 N
Normální síla	F _n	655,977 N	

Šnekové soukolí ale také vyžaduje mazání, kvůli poměrně vysokému tření a malé účinnosti. Mazání těchto soukolí je většinou řešeno broděním části šneku v oleji. Vzhledem ke zmíněným parametrům pohybu použitého šnekového soukolí je ale možné jej provozovat i bez mazání, případně provádět mazání pomocí tuhého maziva.

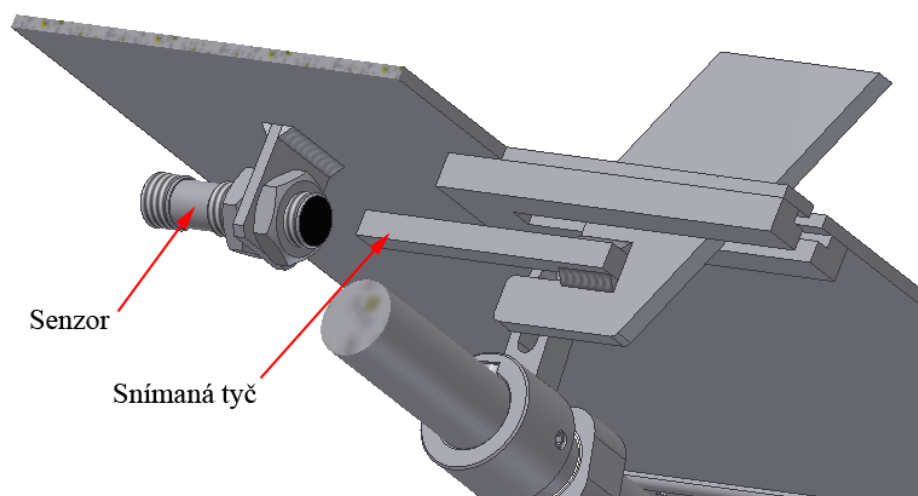
Kroutící moment se bude na šnekové kolo přenášet pomocí pera. Toto pero je nutné opět zkontrolovat na otláčení. Postup při výpočtu je stejný jako v kapitole 8.1.1. Tlak působící na pero má hodnotu $p_2 = 64,8$ MPa. Toto pero tedy na otláčení také vyhovuje. Celý výpočet je uveden v příloze 2.

8.5 Přehled konstrukce pro regulaci průměru tyče

Konstrukce je založená na svařených plochých tyčích, které tvoří podpěry ostatním částem. Na konstrukci jsou dále umístěny plechové díly, na kterých budou uloženy tyče. K těmto plechům jsou dále připevněny vodící lišty zajišťující uložení opěrných lišt. Po celé délce je vedena hřídel, ovládající pohyb opěrných lišt. Senzor pro odměřování polohy je umístěn na první opěrné liště.



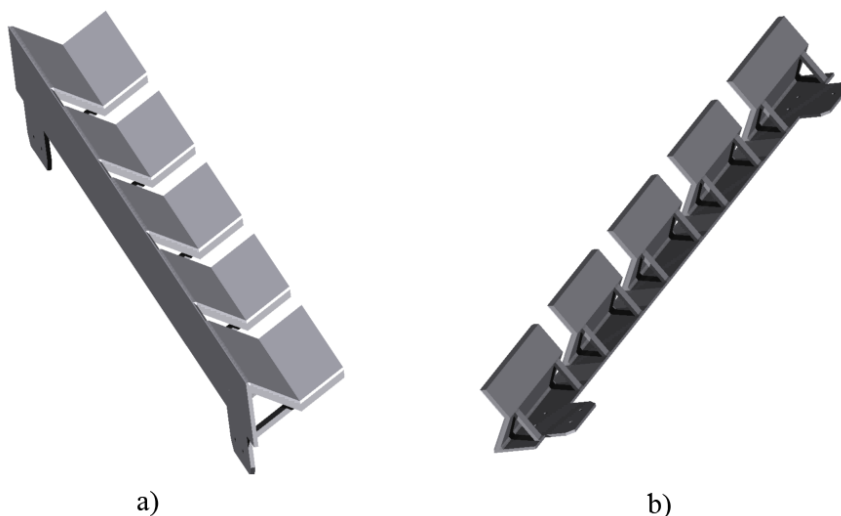
Obrázek 8.8 Systém pro regulaci rozměru tyče



Obrázek 8.9 Snímač polohy opěrné lišty

9 Konstrukce vodícího kanálku

Vodící kanálek má za úkol podepírat podávanou tyč. Měl by být výškově přestavitelný tak, aby zajistil souosost tyče a vřetena soustruhu. Dále by měl mít takový tvar, aby zajistil správnou orientaci podávaných tyčí. To platí zejména pro šestihranné tyče, které jsou po kruhových druhé nejčastěji používané. Proto bude použit vodící kanálek tvaru V s vrcholovým úhlem 120° . Kanálek bude rozdělen do několika částí tak, aby se mezi jednotlivými částmi mohly pohybovat nakládací lišty. Jednotlivé části pak budou spojeny dohromady tak, aby pohyb nakládacích lišt nebyl nijak omezen. Počet částí kanálku je dán počtem vodících lišt, kdy je o jeden vyšší. Stejně tak délka částí je dána vzdáleností mezi nakládacími lištami. Ve výsledku je tedy pět částí. Okrajové části jsou delší, zatímco prostřední části jsou kratší. Všechny části pak budou přivařeny ke spojovací desce. Celkový pohled je uveden na obrázku 9.1.



Obrázek 9.1 Vodící kanálek a) pohled shora b) pohled ze spod

9.1 Uložení vodícího kanálku

Vodící kanálek se bude přestavovat ve svislém směru po dráze dlouhé přibližně 100 mm. Proto je třeba zajistit jeho vedení po této dráze. Na vedení bude působit moment vytvářený hmotností tyče. Žádné další radiální zatížení vedení zde působit nebude. Dalším parametrem pro volbu vedení je rychlost pohybu. Tento parametr bude poměrně malý. A to z důvodu, že celkový posuv 100 mm ani neumožňuje dosažení vyšších rychlostí.

Je možné použít valivé nebo kluzné vedení. V případě kluzného vedení by bylo použito kruhové vedení pohybující se po eloxované hliníkové tyči. Při využití tohoto způsobu by však byla potřeba zdvižná síla s téměř dvojnásobnou velikostí oproti valivému vedení. Tato větší potřebná síla by měla za následek i vyšší požadované parametry motoru. Proto bude použito vedení valivé.

Valivé vedení bude kruhového průřezu. To je oproti jiným možnostem levnější a pro tuto aplikaci dostačující. Bude použito valivé pouzdro od firmy HIWIN s označením UBM-12AWW. Pouzdra se budou pohybovat po ocelových kalených tyčích o průměru 12 mm. Celkem se použijí čtyři pouzdra tak, aby zachytila moment působící od hmotnosti tyče a vodícího kanálku a sil při zvedání.

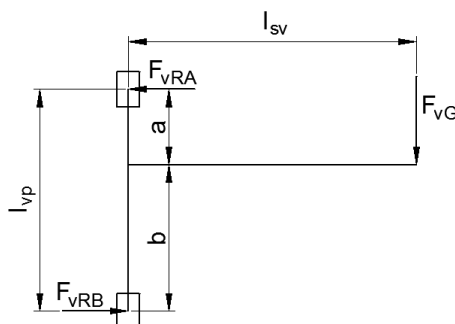
9.1.1 Kontrola životnosti valivých pouzder

Stejně jako u valivých ložisek je nutné zkontrolovat životnost pouzder. Nejprve je nutné určit jejich zatížení, které se vypočte na základě obrázku 9.2 a následujících parametrů:

Vzdálenost valivých pouzder	$l_{vp} = 50$	mm
Vyložení tíhové síly působící na vedení	$l_{sv} = 65$	mm

Tíhová síla působící na vedení se skládá z tíhové síly vodícího kanálku a tíhové síly podávané tyče.

Tíhová síla působící na vedení	$F_{VG} = 327,5$	N
--------------------------------	------------------	---



Obrázek 9.2 Síly působící na vedení vodícího kanálku

Podle obrázku 9.2 síla F_{VG} vytváří moment, který vyvolává reakce ve valivých pouzdrech.

Velikost momentu:

$$M_V := F_{VG} \cdot l_{SV} = 21.278 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9.1)$$

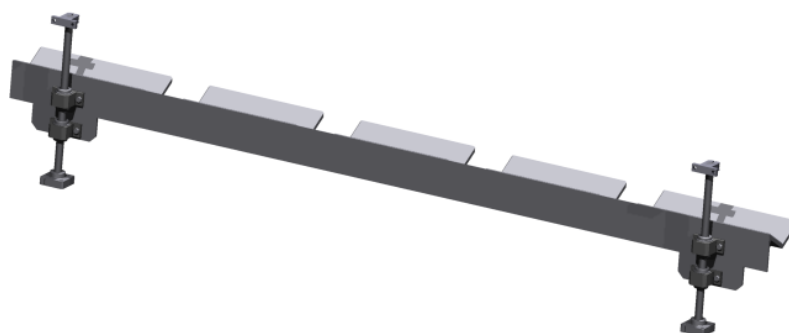
Z momentové rovnováhy se vyjádří velikost reakce F_{VRA} :

$$F_{VRA} := \frac{M_V}{l_{VP}} = 425.554 \text{ N} \quad (9.2)$$

Hodnota druhé reakce F_{VRB} se určí ze silové rovnováhy:

$$F_{VRB} := F_{VRA} = 425.554 \text{ N} \quad (9.3)$$

Výrobce udává hodnotu dynamické a statické únosnosti pouzder. Dále uvádí, že při zatížení rovnajícím se dynamické únosnosti urazí kuličková pouzdra vzdálenost 10^5 m bez příznaků únavy materiálu. Hodnota dynamické únosnosti pro zvolená pouzdra je rovna $C = 660 \text{ N}$ [39]. Vypočtené zatížení F_{VRA} má hodnotu nižší, proto pouzdra danou vzdálenost urazí bez poškození. Dále byla z grafu uvedeného v katalogu [39] odečtena hodnota životnosti 350 000 m. Při zjištění této hodnoty byl využit poměr zatížení a únosnosti. Jedná se však pouze o přibližnou hodnotu. Nicméně zjištěná životnost je vyhovující.



Obrázek 9.3 Vodící kanálek s lineárním vedením

9.2 Návrh pohonu vodícího kanálku

Pohon bude muset zajistit dostatečně přesný pohyb tak, aby došlo k vyrovnání osy podávané tyče a osy vřetene s požadovanou přesností. Zvolený pohon dále musí vyvinout sílu k překonání gravitačních sil a třecích sil ve vedení. Celková síla potřebná pro zdvih už byla stanovena při návrhu vedení a má hodnotu 327,5 N. Dále je nutné přihlédnout ke vzdálenosti vodících tyčí. Tato vzdálenost má hodnotu 1100 mm a v poměru ke vzdálenosti valivých pouzder na vodící tyči pouhých 50 mm je možné, že při použití pouze jednoho pohonu, i když by byl umístěn uprostřed mezi

vodícími tyčemi, by mohlo docházet k přičení celého systému a tím ke zvýšenému zatěžování valivých pouzder. Proto je výhodné použití dvou synchronizovaných pohonů.

Pro vyvození lineárního pohybu je vhodné použít trapézové šrouby a matice. Vzhledem k nutnosti použít dva šrouby je nutné synchronizovat jejich pohyb. Zde je možnost využití dvou motorů pracujících v režimu master-slave. Toto řešení by ovšem bylo nákladnější než jiné možnosti. Další možností je použití pouze jednoho motoru, který by naháněl oba šrouby pomocí převodového ústrojí. Třetí možností je využití zdvižných převodovek, které by byly mezi sebou propojeny.

Zdvižné převodovky jsou složeny z trapézového nebo kuličkového šroubu naháněného přes šnekové soukolí. Tím je dosaženo značného snížení potřebného kroutícího momentu. Převodovky by ovšem zabíraly značný prostor a proto by jejich umístění do podavače bylo problematické. S tím je spojeno i obtížné umístění motoru tak, aby mohl být k převodovkám připojen. Navržení správných převodovek je naproti tomu poměrně jednoduché, protože probíhá podle katalogu. Pro orientaci byl proveden návrh převodovek a výpočet parametrů motoru. Požadovaný kroutící moment na motoru měl přibližně poloviční hodnotu než řešení navrhované dále. Bylo by tedy možné volit motor s nižšími parametry za nižší cenu. Tento cenový rozdíl ovšem zdaleka nedosahuje nákladů potřebných na zakoupení převodovek. Ze zmíněných informací vyplývá, že použití zdvižných převodovek je možné, ale v tomto případě se jedná o nevhodnou variantu. Proto se touto možností nebudu dále zabývat.

9.2.1 Návrh převodového ústrojí

Při tomto řešení bude použit pro pohon pouze jeden motor, který bude přímo nahánět oba šrouby, propojené převodovým ústrojím s převodovým poměrem 1. Vzhledem ke vzdálenostem šroubů a předpokládaným velikostem přenášených sil je ideálním řešením použití ozubeného řemenu.

Výsledné řešení se tedy bude skládat ze dvou trapézových šroubů a matic. Jeden ze šroubů bude přímo spojený s motorem. Na obou šroubech pak budou nasazeny řemenice zajišťující jejich stejné vzájemné natočení.

Nejdříve se musí zvolit velikost šroubu, při této volbě se bude vycházet ze síly pro vyvození pohybu. Minimální síla potřebná pro vyvození pohybu ve vedení má

hodnotu 328 N. Použity budou dva šrouby, tudíž velikost působící síly na jeden šroub má poloviční hodnotu a má hodnotu $F_{s1} = 164 \text{ N}$

Volba šroubu

Šroub bude zvolen podle maximální možné síly, kterou je možné šroub zatěžovat, aniž by došlo k jeho poškození, přičemž velikost tahové síly je nezávislá na délce šroubu. Naopak tlaková síla závisí na délce šroubu. To je dáno tím, že při působení tlakové síly je šroub namáhán jednak na tlak, ale také na vzpěr. Při volbě je tedy nutné znát délku šroubu. Přepokládaná délka šroubu je 250 mm. Volba šroubu se pak provede podle následující tabulky.

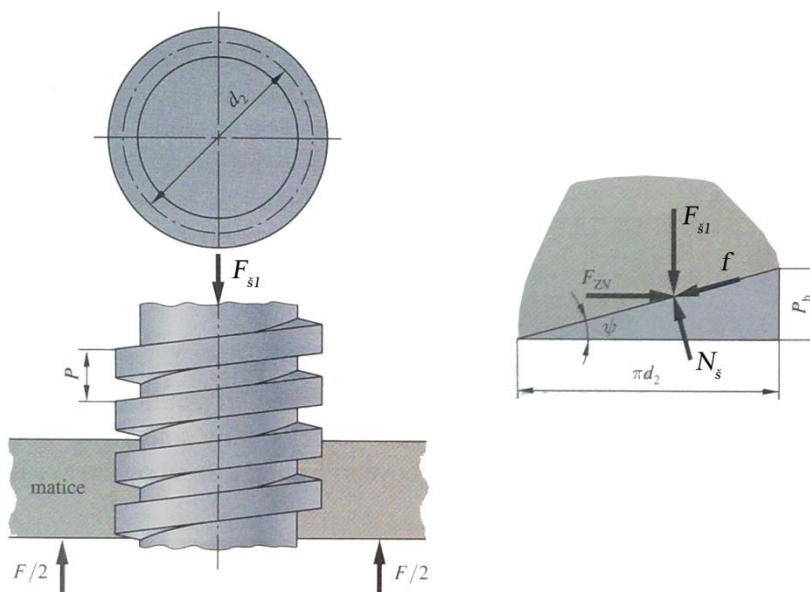
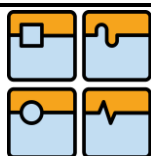
Závít	Připustná tahná síla v N	Max. tlaková síla v N při délce (m) a 6-ti násobné bezpečnosti														
		0.15	0.20	0.30	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	3.00	4.00	5.00
Tr. 10 x 3	3257	1342	740	326	118	53	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Tr. 12 x 3	5626	3879	2181	970	349	155	88	55	39	-	-	-	-	-	-	-
Tr. 14 x 4	7008	6040	3405	1510	545	243	136	87	60	44	34	27	-	-	-	-
Tr. 16 x 4	10265	-	7304	3247	1165	444	291	188	129	95	73	57	46	33	18	-
Tr. 20 x 4	18654	-	-	10709	3859	1715	964	617	428	315	241	191	154	107	60	39
Tr. 24 x 5	26550	-	-	21734	7837	3484	1954	1254	871	640	490	387	313	217	122	78
Tr. 28 x 5	39283	-	-	-	17095	7600	4274	2734	1900	1394	1068	845	683	476	267	171
Tr. 30 x 6	42836	-	-	-	20352	9061	5103	3257	2260	1658	1273	1007	814	566	318	203
Tr. 32 x 6	50436	-	-	-	28228	12545	7057	4520	3139	2300	1757	1392	1128	784	441	282
Tr. 36 x 6	67412	-	-	-	50534	22504	12634	8093	5616	4126	3158	2497	2023	1404	790	505
Tr. 40 x 7	81921	-	-	-	74617	33163	18654	11943	8291	6090	4659	3721	2981	2073	1165	746
Tr. 44 x 7	103240	-	-	-	-	52607	29610	18950	13147	9673	7403	5853	4738	3287	1846	1184
Tr. 48 x 8	123474	-	-	-	-	72545	38987	25761	18358	13522	10067	8390	6613	4540	2418	1727
Tr. 50 x 8	133541	-	-	-	-	88238	49547	31762	22010	16187	12387	9801	7936	5507	3099	1984
Tr. 52 x 8	143609	-	-	-	-	103931	59664	37654	25761	19000	14657	11351	9278	6514	3701	2270
Tr. 60 x 9	197696	-	-	-	-	193156	108570	69584	48264	35483	27143	21497	17381	12061	6791	4343
Tr. 70 x 10	274485	-	-	-	-	-	209244	133936	92975	68300	52311	41257	33459	23214	13078	8370

Tabulka 9.1 Maximální zatížení trapézových šroubů [40]

Pro uvažovanou délku a zatížení by vyhovoval šroub Tr 10x3. Při použití tohoto šroubu by ovšem mohlo docházet k určitým konstrukčním problémům. Zejména by se jednalo o problematické připojení řemenic ke šroubům, dále složitě spojení s motorem a také obtížnou volbu ložisek. Z těchto důvodů je zvolen šroub Tr 12x3.

Volba motoru

Pro volbu motoru je potřeba znát kroutící moment při určitých otáčkách. Kroutící moment se vypočte ze silového rozboru na šroubu podle obrázku 9.4.



Obrázek 9.4 Síly působící na šroubu [4]

- F_{s1} síla na šroubu
 F_{zv} zvedací síla
 N_s normálová síla
 f součinitel tření
 ψ úhel stoupání šroubovice
 d_2 střední průměr šroubu
 P_h stoupání závitu

Ze silové rovnováhy v osách x a y lze vyjádřit F_{zv} , která se pak vypočte podle vztahu:

$$F_{zv} := \frac{F_{s1} \cdot (\sin(\psi) + f \cdot \cos(\psi))}{\cos(\psi) - f \cdot \sin(\psi)} \quad [4] \quad (9.4)$$

Dále se využije vztah $\tan(\psi) = P_h / \pi d_2$. Po jeho dosazení dostaneme:

$$F_{zv} := \frac{F_{s1} \cdot \left[\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \right) + f \right]}{1 - \left(\frac{f \cdot P_h}{\pi \cdot d_2} \right)} \quad [4] \quad (9.5)$$

Krouticí moment se nakonec vyjádří jako součin síly F_{zv} a středního poloměru $d_2/2$:

$$M_{zv} := \frac{F_{s1} \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h + \pi \cdot f \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P_h} \right) \quad [4] \quad (9.6)$$

Popsaný výpočet platí pro šrouby se čtvercovým závitem. Boky lichoběžníkového závitu však svírají nenulový úhel a proto je nutné rovnici upravit. Vlivem sklonu boku závitu dojde ke zvětšení třecí síly, proto se musejí součinitelé tření v rovnici (9.6) vydělit kosinem úhlu boku. Po úpravě pak získáme rovnici:

$$M_{zvl} := \frac{F_{s1} \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h \cdot \cos(15^\circ) + \pi \cdot f \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos(15^\circ) - f \cdot P_h} \right) = 0.262 \cdot N \cdot m \quad [4] \quad (9.7)$$

Tato rovnice udává kroutící moment potřebný na jednom šroubu. Celkový potřebný kroutící moment na šroubech bude dvojnásobný.

$$M_{sc} := 2 \cdot M_{zvl} = 0.523 \cdot N \cdot m \quad (9.8)$$

S uvažováním účinnosti šroubu $\eta_s = 0,4$ a soustavy $\eta_s = 0,9$ pak výsledný moment motoru bude následující:

$$M_{mot} := \frac{2 \cdot M_{zvl}}{\eta_s \cdot \eta_s} = 1.453 \cdot N \cdot m \quad (9.9)$$

Dále je nutné určit otáčky, při kterých bude motor pracovat. Bude se vycházet z předpokládané rychlosti posuvu v_p 900 mm/min a z velikosti stoupání $P_h = 4$ mm. Otáčky šroubu pak mají hodnotu:

$$n_s := \frac{v_p}{P_h} = 225 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad (9.10)$$

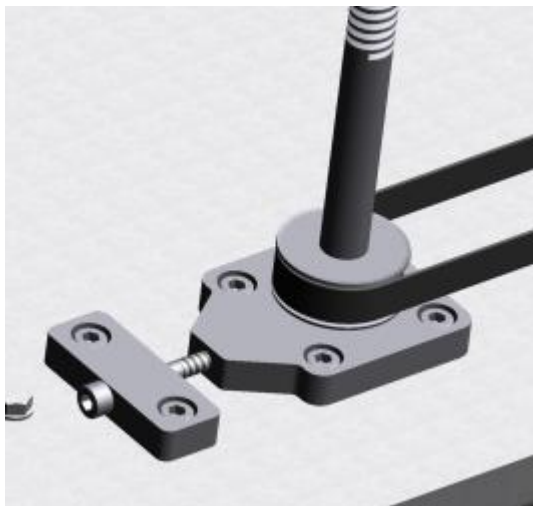
Podle vypočtených parametrů je zvolen motor Ezi-SERVO-56L. Jedná se o krokový motor s kroutícím momentem 1,5 Nm. Motor je vybaven optickým enkodérem, který ve spojení s řídicím systémem zaručuje přesné polohování bez ztráty kroku [48]. Odměřování bude řešeno jako nepřímé, kdy budou snímány otáčky motoru. Ze závislosti stoupání šroubu a pootočení se určí poloha vodícího kanálku.

Volba řemenu

Pro přenos kroutícího momentu mezi šrouby se využije synchronní řemen. Bude použit řemen od firmy Gates. Jeho volba proběhne pomocí programu DesignFlexPro. Řemen bude volen podle parametrů vypočtených při volbě motoru, přičemž vzdálenost řemenic by měla být alespoň 500 mm.

Byl zvolen řemen typu PowerGrip HTD s označením 1100-5M-9. Osová vzdálenost řemenic pro zvolený řemen je 500 mm. Radiální síla působící na hřídel od předpětí řemenu má hodnotu 121 N. Dále byl určen typ a rozměry řemenic. Zpráva o výpočtu je uvedena v příloze 3.

Předepnutí řemenu je řešeno pomocí šroubu, kterým je přitažen ložiskový domeček se šroubem a hnanou řemenicí. Po napnutí řemenu je domeček zajištěn šrouby, které ho udrží v žádané pozici.

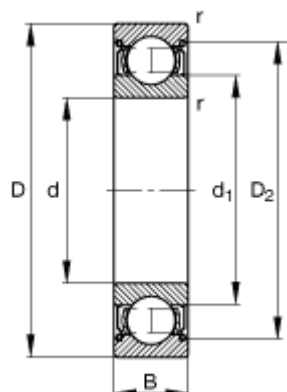
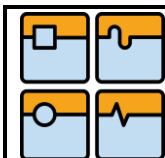


Obrázek 9.5 Předepínání řemenu zdvižného mechanismu

Volba ložisek

Ložiska budou přenášet axiální sílu od zvedání vodícího kanálku. Dále musí zachytit sílu vznikající na řemenu. Ložisko tedy bude zatíženo axiálně i radiálně. Radiální síla zjištěná při návrhu řemenu se skládá ze síly předpětí a síly vzniklé od kroutícího momentu a má hodnotu $F_R = 208 \text{ N}$. Axiální síla působící na jedno ložisko je rovna polovině tíhové síly podávané tyče a vodícího kanálku, její hodnota je $F_A = 172,5 \text{ N}$. Vzhledem k působícím silám by bylo vhodné použít ložisko s kosoúhlým stykem. Tato ložiska se ovšem běžně vyrábějí až od průměru 10 mm. Toto ložisko má v porovnání s daným zatížením značně vyšší únosnost a proto by jeho životnost byla enormně vysoká. Jednalo by se tedy o předimenzovanou variantu. Z tohoto důvodu se použijí klasická kuličková ložiska, která dokáží přenést určité zatížení i v axiálním směru. Tato ložiska se vyrábějí v menších rozměrech a proto je jejich použití ekonomicky výhodnější.

Vzhledem ke konstrukčnímu uspořádání byla zvolena ložiska 626-2Z od firmy FAG. Jedná se o oboustranně utěsněná ložiska. Jejich životnost byla zkontrolována pomocí výpočtového programu výrobce, přičemž životnost byla stanovena na 36674 hodin, statický koeficient bezpečnosti má hodnotu 4,9 a dynamický koeficient 7,9. Použitá ložiska tedy z hlediska životnosti vyhovují.



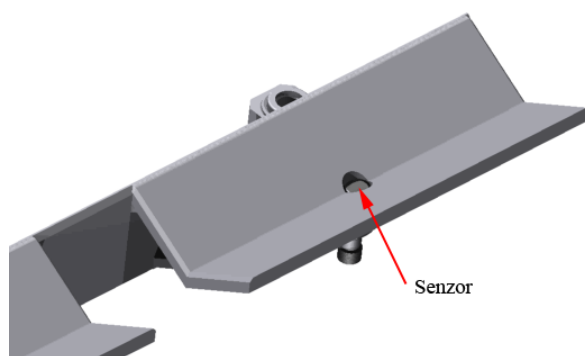
Vnitřní průměr	d	6mm
Vnější průměr	D	19 mm
Šířka	B	6 mm
Hmotnost	m	0,008 kg
Dynamické zatížení	C_r	2750 N

Tabulka 9.2 Parametry ložiska 626-2Z [41]

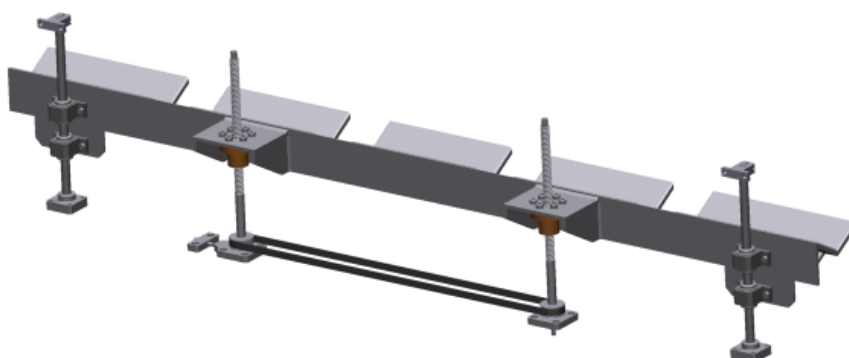
Obrázek 9.6 Rozměry ložiska [41]

9.3 Detekce naložení tyče

Součástí vodícího kanálku je také senzor pro detekci přítomnosti tyče. Jedná se o stíněný indukční senzor AM1-AN-5H dodávaný firmou TECON. Senzor zaznamenává přítomnost tyče uložené v kanálku, a pokud z nějakého důvodu nedojde k naložení nové tyče, senzor na to upozorní. Senzor bude připevněn ze spodu ke krajní části kanálku (Obrázek 9.7).



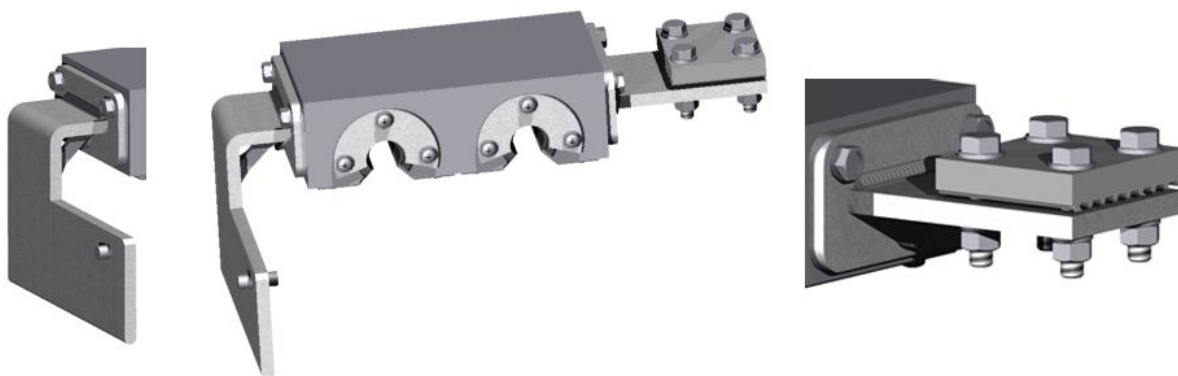
Obrázek 9.7 Umístění senzoru pro detekci naložení tyče



Obrázek 9.8 Celkový pohled na sestavu vodícího kanálku

10 Konstrukce tlačníku

Základním prvkem tlačníku je těleso, které se bude pohybovat po vedení. K tělesu je připevněna tlačná část. Jedná se o vhodně tvarovaný plech, který bude v kontaktu s podávanou tyčí. Dále se k němu budou připojovat tlačné tyče, a proto je vybaven čepy, které zajistí správné ustavení tlačných tyčí. Na opačné straně oproti tlačné části je k tělesu připevněna upínací deska řemenu. Přes tuto desku bude přenášen výkon na tlačník. V tělese dále budou uloženy prvky pro pojezd ve vedení.

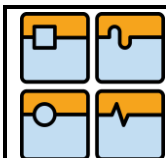


Obrázek 10.1 Konstrukce tlačníku

10.1 Volba vedení

Nastavení tlačníku na přesnou polohu vyžaduje přesné vedení s plynulým pohybem, proto se využije valivé vedení. Pro vedení budou použity tyče kruhového průřezu. Vodící tyče budou umístěny horizontálně, proto je pravděpodobné, že by docházelo ke značnému prohýbání. Prohýbání lze zabránit použitím podpěr pro tyče. Tyto podpěry se však vyrábějí pro tyče o průměru 12 mm a více. Průměr tyče tedy bude 12 mm. Použitá kuličková pouzdra dodávaná firmou HIWIN mají dynamickou únosnost 660 N [39]. Tato únosnost udává zatížení, při kterém nevzniknou negativní jevy způsobené opotřebením, na dráze dlouhé 10^5 m. V tomto případě takového zatížení dosaženo nebude, proto bude životnost pouzder přesahovat zmíněnou hranici.

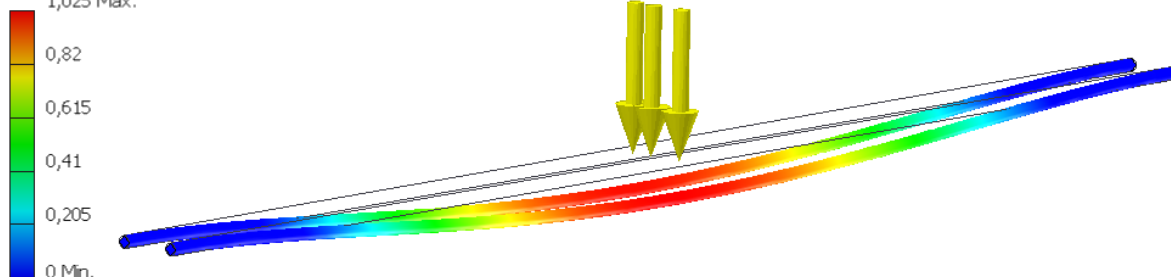
Jak již bylo zmíněno, může docházet k prohýbání vodících tyčí. Při podávání tyčí nejmenších průměrů je tlačník vzdálen od vodícího kanálku méně než 1 mm. Prohýbání vedení by tak vedlo k nežádoucímu kontaktu zmíněných částí. Průhyb vodících tyčí, pevně přichycených na koncích, je ukázán na obrázku 10.2. Proto je



DIPLOMOVÁ PRÁCE

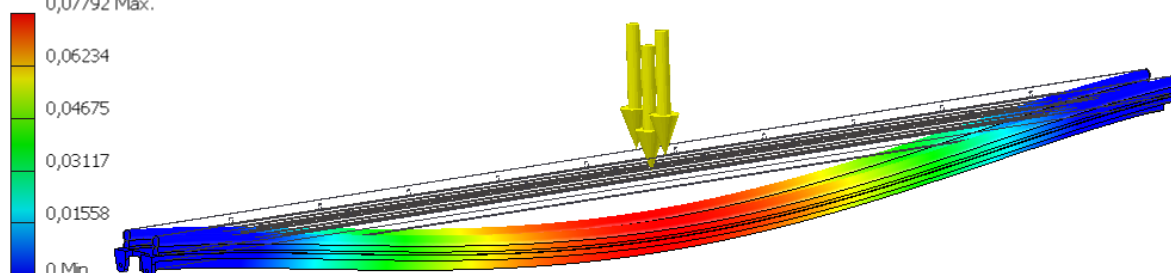
nutné vodící tyče podepřít. K podepření se využijí nízké podpěry opět od firmy HIWIN. Podpěry budou připevněny k nosné desce spojené s rámem. Průhyb tohoto řešení je ukázán na obrázku 10.3. Z velikosti maximálního prohnutí vyplývá, že toto řešení je vyhovující.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
17.5.2013, 11:33:12
1,025 Max.



Obrázek 10.2 Průhyb vodících tyčí

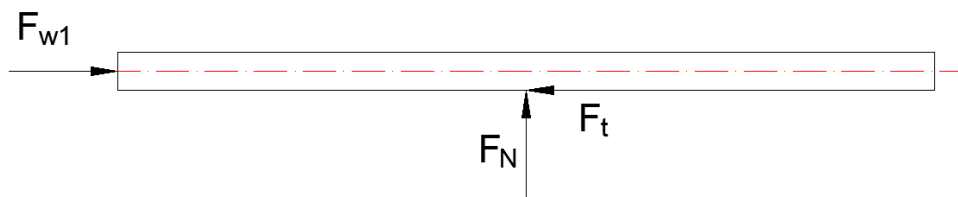
Typ: Posunutí
Jednotka: mm
17.5.2013, 11:23:24
0,07792 Max.



Obrázek 10.3 Průhyb podepřených vodících tyčí

10.2 Volba pohonu

Pro výpočet výkonových parametrů pohonu je nutné nejprve zjistit vnější zatěžující sílu. Ta je dána velikostí třecí síly vznikající při posunu podávané tyče a tlačné tyče.



Obrázek 10.4 Síly působící na posouvanou tyč

Pracovní síla musí být minimálně stejně velká jako třecí síla:

$$F_{w1} > F_t \quad (10.1)$$

Třecí síla je dána součinem normálové síly a součinitele tření:

$$F_t := F_N \cdot f \quad (10.2)$$

Normálová síla je rovna tíhové síle:

$$F_N := F_G \quad (10.3)$$

Dosazením rovnice (10.3) do rovnice (10.2) získáme vztah:

$$F_t := F_G \cdot f = 32.921 \text{ N} \quad (10.4)$$


Výsledná minimální pracovní síla je pak rovna třecí síle:

$$F_{w1} := F_t \quad (10.5)$$

Pracovní síla pro posun tlačné tyče se určí stejným způsobem. Její hodnota je $F_{w2} = 14,7 \text{ N}$

Celková pracovní síla:

$$F_w := F_{w1} + F_{w2} = 47.631 \text{ N} \quad (10.6)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 70
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

10.2.1 Zhodnocení typů pohonů

Zhodnocení pohonů proběhne s využitím informací uvedených v kapitole 4.4.

Na pohon budou kladeny požadavky odvozené od pohybů podávané tyče. Pohyb bude probíhat po dráze dlouhé přibližně 1300 mm. Rychlost pohybu by měla být alespoň 60 m/min. Pohon by dále měl být schopný při pohybu vpřed vyvinout minimální sílu 48 N. Tyto požadavky jsou splněny všemi zmíněnými typy pohonů.

Lineární jednotka umožňuje splnit zadané požadavky s nejnižší námahou. Její nevýhoda je mírně vyšší cena oproti zbývajícím řešením, závažnější je ovšem možnost, kdy nastane problém s vhodným umístěním jednotky vzhledem k malému dostupnému prostoru. Ostatní řešení by byla navrhována pro konkrétní případ, a proto je možné je upravit tak, aby tento problém nenastal.

Lineární motor má nejlepší dynamiku z možných řešení a malá síla potřebná pro pohyb jeho použití umožňuje. Vzhledem k poměrně krátké dráze a setrvačným silám působícím na podávanou tyč při zpomalení by nebyla tato dynamičnost plně využita. Lineární motor je také ze všech řešení cenově nejnáročnější.

Použití ozubeného hřebenu s sebou nese požadavek použití převodovky připojené k pastorku. Stejně tak i motor by musel být připevněn k pastorku. Následně by docházelo k pohybu celé této soustavy. Je tedy zřejmé, že by došlo ke zvýšení hmotnosti přesouvaných hmot. Tím by mohlo dojít ke zvýšeným požadavkům na motor oproti jiným řešením. Značným problémem by pak bylo umístění celé pohybové soustavy do vymezeného prostoru.

Kuličkový šroub by se nejjednodušeji zakomponoval do stávajícího návrhu stroje. Má značnou tuhost, což je potřebné pro přesné nastavení polohy. Problémem by mohlo být dosažení potřebné rychlosti. Otáčky šroubu by totiž v tomto případě byly omezeny z hlediska rozkmitání šroubu při vyšších otáčkách. Cenově vyjde toto řešení draž než ozubený řemen, ale levněji než ozubený hřeben.

Ozubený řemen má z navržených variant nejmenší tuhost. Potřebnou sílu by však bez potíží přenesl, a vzhledem k poměrně malým velikostem sil a zrychlení by jeho deformace neměla být velká. Také se jedná o nejlevnější variantu pohonu.

10.2.2 Výběr pohonu

Při uvážení vlastností jednotlivých typů pohonů přicházejí v úvahu pouze dvě varianty. Kuličkový šroub a ozubený řemen. Při použití kuličkového šroubu by však docházelo k jeho rozkmitávání vzhledem k vysokým rychlostem a poměrně velké délce. Aby nedocházelo k rozkmitávání, musel by být použit šroub značně vyšších rozměrů, než je potřeba z pevnostních důvodů. Tím by se toto řešení dále prodražilo. Naopak použití řemenu je nejlevnější. Také vyžaduje nižší hodnotu dynamického momentu motoru vzhledem k nízké hmotnosti. Z těchto důvodů je tedy pro pohon tlačníku zvolen pohon ozubeným řemenem.

10.3 Návrh ozubeného řemenu

Nejdříve je nutné stanovit typ a rozteč řemenu. Bude použit řemen firmy GATES. Pro lineární pohyb se využívá více typů řemenů. Pro přesné aplikace je však výrobcem doporučen typ řemenů AT nebo ATL. Rozteč řemenu se zvolí podle grafu z příručky pro volbu řemenu [42] v závislosti na zatěžující síle a šířce řemenu.

Pro výpočet je nutné znát tyto vstupní parametry:

Hmotnost tlačníku	$m_{tk} = 2,5$	kg
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0$	°
Součinitel tření ve vedení	$f_1 = 0,005$	[3]
Celková hmotnost přesouvaných hmot	$m_c = 34,88$	kg
Zrychlení pohybu	$a = 5$	m/s ²

Třecí síla ve vedení:

$$F_t := m_{tk} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 = 0.123 \text{ N} \quad (10.7)$$

Gravitační zatížení:

$$F_G := m_{tk} \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 0 \text{ N} \quad (10.8)$$

Síla od zrychlení:

$$F_a := m_c \cdot a = 174.4 \text{ N} \quad (10.9)$$

Síla od pracovního zatížení – je rovna třecí síle při posouvání podávané a tlačné tyče. Vypočtena v rovnici (10.6):

$$F_w := 48 \text{ N}$$

Předběžná efektivní síla:

$$F_{ep} := F_a + F_t + F_w + F_G = 222.523 \text{ N} \quad [42] \quad (10.10)$$

Efektivní síla se získá vynásobením faktorem zatížení, který zohledňuje vlastnosti pracovního cyklu řemenu.

$$\text{Faktor zatížení} \quad f_{zat} = 1,3 \quad [42]$$

Efektivní síla:

$$F_e := f_{zat} \cdot F_{ep} = 289.279 \text{ N} \quad [42] \quad (10.11)$$

Podle této efektivní síly se zvolí řemen z grafu 2c, uvedeném v katalogu [42]. Zvolený řemen má rozteč 5 mm a označení ATL5, šířka řemenu je předběžně zvolena 16 mm. Jedná se o řemen určený pro lineární pohyby a je dodáván s volnými konci.

Dále se určí rozměry řemenic, jejich vzdálenost, počet zubů řemenu a jeho délka.

Rozměry řemenic

Předběžný průměr řemenice	$d_{rp} = 50$	mm
Rozteč zubů řemenu	$p = 5$	mm

Předběžný počet zubů řemenice:

$$z_{rp} := \frac{\pi \cdot d_{rp}}{p} = 31.416 \quad [42] \quad (10.12)$$

$$\text{Počet zubů řemenice zvolen} \quad z_r = 32$$

Skutečný roztečný průměr řemenice:

$$d_r := \frac{z_r \cdot p}{\pi} = 50.93 \text{ mm} \quad [42] \quad (10.13)$$

Délka řemenu

$$\text{Předběžná vzdálenost středů řemenic} \quad C_p = 1437,5 \text{ mm}$$

Předběžný počet zubů řemenu:

$$z_{mp} := 2 \cdot \frac{C_p}{p} + z_r = 607 \quad [42] \quad (10.14)$$

Předběžný počet zubů řemenu je celé číslo, proto je roven skutečnému počtu zubů:

$$z_{\text{rnp}} = z_{\text{rn}}$$

Délka řemenu:

$$L_{\text{rn}} := z_{\text{rn}} \cdot p = 3.035 \text{ m} \quad [42] \quad (10.15)$$

Vzdálenost středů řemenic je rovna předběžné vzdálenosti, protože předběžný počet zubů řemenu je roven skutečnému počtu:

$$C := C_p \quad (10.16)$$

Počet zubů v záběru:

$$z_z := \frac{z_r}{2} = 16 \quad [42] \quad (10.17)$$

Aby u řemenů nedocházelo k přeskokování zubů, zatěžují se řemeny předpětím. Předpětí také zvyšuje tuhost a tím i přesnost polohování. Velikost předpětí je pro řemeny ALT5 podle katalogu [42]: $F_i = (1.0, \dots, 2.0) \cdot F_e$. Z tohoto rozsahu je zvolena střední hodnota:

$$F_i := 1.5 \cdot F_e = 433.919 \text{ N} \quad [42] \quad (10.18)$$

Řemen je během pracovního cyklu rozdělen na část tažnou a část volnou. Síly v těchto částech mají rozdílné velikosti. K dalším výpočtům je potřeba tyto síly určit.

Síla v tažné části:

$$F_1 := F_i + F_e = 723.198 \text{ N} \quad [42] \quad (10.19)$$

Síla ve volné části:

$$F_2 := F_i - F_e = 144.64 \text{ N} \quad [42] \quad (10.20)$$

Pro určení šířky řemenu je potřeba znát některé koeficienty a parametry řemenu. Získají se z katalogu [42] a [43].

Dovolená síla na řemenu

$$F_{1\text{dov}} = 2340 \text{ N/25 mm} \quad [43]$$

Součinitel počtu zubů v záběru

$$t_m = 1 \quad [42]$$

Rychlostní součinitel

$$t_v = 0,99 \quad [42]$$

Dovolená efektivní síla

$$F_{\text{edov}} = 1290 \text{ N/25 mm} \quad [43]$$

Pro šířku řemenu pak platí vztah:

$$b \geq \frac{F_1}{F_{1\text{dov}}} \quad [42] \quad (10.21)$$

Šířka řemenu musí být:

$$b \geq 7.726 \text{ mm}$$

Šířka řemenu se také určuje podle síly působící na zuby řemenu:

$$b \geq \frac{F_e}{F_{edov} \cdot t_m \cdot t_v} [42] \quad (10.22)$$

Druhá podmínka šířky řemenu:

$$b \geq 5.663 \text{ mm}$$

Z výsledků vyplývá, že minimální šířka řemenu je 7,73 mm. Použitý typ řemenu se vyrábí v minimální šířce 10 mm. Použit však bude řemen o šířce 16 mm. A to z důvodu vyšší tuhosti, čímž při pohybu bude docházet k menším nepřesnostem posunutí. Výpočet chyby posunutí bude proveden dále.

Dalším bodem je určení sil působících na hřídele řemenic.

Maximální síla působící na hřídel hnací řemenice:

$$F_{s1max} := F_1 + F_2 = 867.838 \text{ N} [42] \quad (10.23)$$

Maximální síla působící na hřídel hnané řemenice:

$$F_{s2max} := 2 \cdot F_1 = 1.446 \times 10^3 \text{ N} [42] \quad (10.24)$$

Určení tuhosti řemenu

Specifický koeficient tuhosti řemenu	$C_{sp} = 344118$	N [43]
Délka zatěžované části řemenu	$L_1 = 2885$	mm
Délka volné části řemenu	$L_2 = 150$	mm

Koeficient tuhosti:

$$k := C_{sp} \cdot \frac{L_m}{L_1 \cdot L_2} = 2.478 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}} [42] \quad (10.25)$$

Posledním výpočtem je určení statické chyby posunutí. Nejprve se vypočte statická síla působící na řemen, která se skládá z třecí síly ve vedení a technologické síly:

$$F_{st} := F_t + F_w = 48.123 \text{ N} [42] \quad (10.26)$$

Chyba posunutí pak má hodnotu podle vztahu:

$$\Delta x := \frac{F_{st}}{k} = 0.019 \cdot \text{mm} [42] \quad (10.27)$$



10.4 Určení parametrů motoru

Při určení otáček motoru se vychází z rychlosti podávání a z průměru řemenic.

$$\text{Rychlost podávání} \quad v_p = 0,7 \quad \text{m/s}$$

Otáčky řemenice:

$$n_r := \frac{v_p}{\pi \cdot d_r} = 262,5 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad (10.28)$$

Vzhledem k nízkým otáčkám řemenice je vhodné použít mezi motorem a řemenicí převod do pomala. Tím dojde ke snížení potřebného momentu motoru. Převodový poměr je stanoven $i_p = 3$. Otáčky motoru jsou:

$$n_m := n_r \cdot i_p = 787,5 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad (10.29)$$

Kroutící moment se stanoví ze sil působících na řemenu. Pro výpočet je třeba stanovit následující parametry:

Účinnost řemenu	$\eta_{\text{rem}} = 0,97$	
Účinnost ložisek	$\eta_{\text{lož}} = 0,99$	
Počet ložisek	$j = 4$	
Účinnost vloženého převodu	$\eta_{\text{přev}} = 0,97$	
Moment setrvačnosti motoru	$J_{\text{mot}} = 0,00003$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$ [44]
Moment setrvačnosti hnané řemenice vloženého převodu	$J_{\text{př1}} = 0,001155$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti hnací řemenice vloženého převodu	$J_{\text{př2}} = 0,000011$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$

Statický kroutící moment:

$$M_s := \frac{(F_e - F_a) \cdot d_r}{2 \cdot \eta_{\text{rem}} \cdot \eta_{\text{lož}}^j \cdot \eta_{\text{přev}} \cdot i_p} = 1,079 \text{ N} \cdot \text{m} [5] \quad (10.30)$$

Dynamický kroutící moment [5]:

$$M_d := \frac{F_e \cdot d_r}{2 \cdot \eta_{\text{rem}} \cdot \eta_{\text{lož}}^j \cdot \eta_{\text{přev}} \cdot i_p} + \varepsilon_m \cdot \left(J_{\text{mot}} + J_{\text{př1}} + \frac{J_{\text{př2}}}{i_p^2} \right) = 2,963 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10.31)$$

Minimální výkon motoru:

$$P_m := M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m = 244.353 \text{ W} \quad (10.32)$$

Maximální potřebný moment je roven dynamickému momentu, ovšem motor bude tímto momentem zatěžován pouze krátce. Proto se využije vlastnost servomotorů, která umožňuje jejich několikanásobné přetížení. Motor tedy bude volen s ohledem na vypočtený statický moment.

Podle vypočtených parametrů je zvolen motor ECMA-C10604FS od firmy Delta Electronics. Jedná se o AC servomotor, jehož parametry jsou uvedeny v katalogu [44].

Nejdůležitější parametry jsou:

Jmenovitý krouticí moment	$M_j = 1,27$	Nm
Špičkový moment	$M_s = 3,82$	Nm
Jmenovité otáčky	$n_j = 3000$	min-1

10.4.1 Vložený převod

Jak již bylo uvedeno při výpočtu parametrů motoru, mezi motorem a řemenicí bude umístěno převodové ústrojí s převodovým poměrem $i = 3$. Pro převod bude opět použit ozubený řemen firmy GATES. Vzhledem ke známým velikostem zatížení je možné pro volbu řemenu použít program DesignFlexPro. Podle zadaných parametrů byl zvolen řemen typu PowerGrip GT3 – 5M označený 510-5MGT3-9. Zpráva o výpočtu je uvedena v příloze 4.

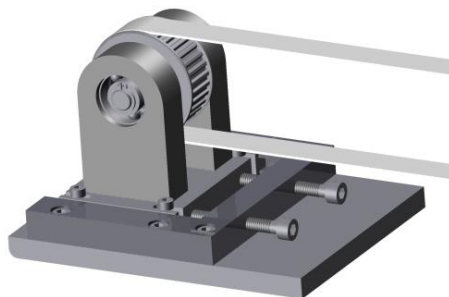
10.4.2 Uložení řemenic

Řemenice musí být uloženy tak, aby umožňovaly předepnutí řemenu. To bude řešeno tak, že jedna z řemenic bude konstruována jako posuvná. Druhá řemenice pak bude uložena neposuvně v konstantní pozici. Neposuvné řemenice podávacího řemenu i vloženého převodu budou uloženy na stejné hřídeli. Tato hřídel bude uložena v tubusu (Obrázek 10.6) připevněném k rámu.

U podávacího řemenu bude posuvná řemenice připojena k desce, která se bude posouvat v drážkách vytvořených v bočních lištách. Posuv bude vyvozen

pomocí dvojice šroubů v přední liště. Zajištění polohy se navíc provede přitažením čtyř šroubů na horní straně desky (Obrázek 10.5).

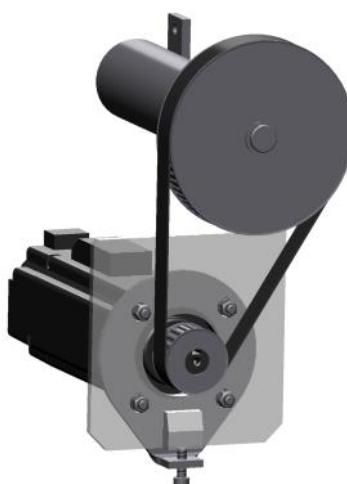
Řemen vloženého převodu bude napínán pohybem řemenice umístěné na hřídeli motoru. Motor je odtlačován pomocí šroubu a tím vytváří předpětí v řemenu (Obrázek 10.7).



Obrázek 10.5 Uložení přední řemenice



Obrázek 10.6 Uložení zadních řemenic



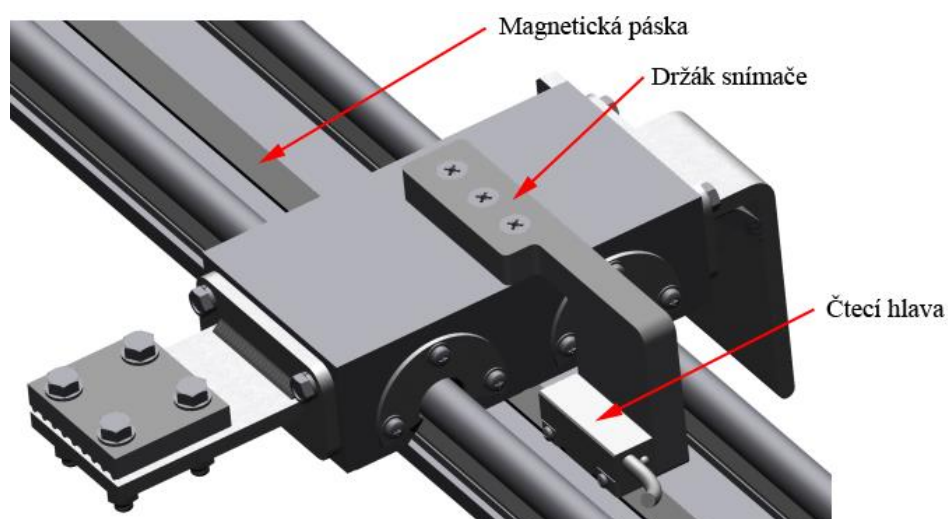
Obrázek 10.7 Předepínání řemenu vloženého převodu

10.5 Odměrování polohy tlačníku

Najetí do správné polohy je do značné míry závislé na jejím odměřování. V tomto případě se tedy bude odměřovat poloha tlačníku. Je možné využít absolutní nebo inkrementální odměřování. Pokud by u navrhovaného podavače došlo k výpadku proudu nebo k jiné události, která by zapříčinila ztrátu informace o poloze, může tlačník najet do nulového bodu. Zde pak získá informaci o své poloze a může pokračovat bez omezení v práci. Proto bude využito inkrementální odměřování.

Odměřování je dále možné rozdělit podle fyzikálního principu, na kterém pracují (např. optické, magnetické). Pro použití bylo zvoleno magnetické odměřování. Systém magnetického odměřování má poměrně malé rozměry, je odolný proti znečištění, a vzhledem k možnostem rozlišení má i příznivou cenu. Jako dodavatel lineárního odměřování byla vybrána společnost RENISHAW. Použit bude systém LM13, skládající se ze čtecí hlavy a magnetického pásku. Tento systém je dodáván s rozlišením od 250 μm až do 1 μm [45]. Z tohoto rozsahu byla zvolena hodnota 25 μm .

Magnetická páska bude připevněna k základu vedení tlačníku tak, že tlačník se bude pohybovat nad páskou. Čtecí hlava bude připevněna k tlačníku pomocí vhodně tvarovaného hliníkového držáku. Tímto uspořádáním je zaručena konstantní vzdálenost mezi magnetickou páskou a čtecí hlavou.

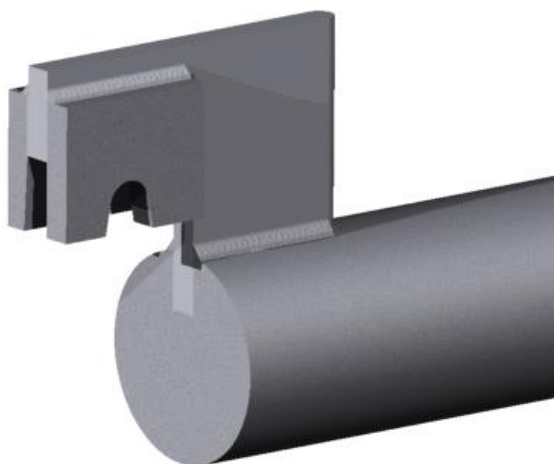


11 Systém tlačných tyčí

Tlačné tyče mají za úkol tlačit podávanou tyč ve vřetenové vložce ve vřetenu soustruhu. Podávaná tyč je nejprve do vložky zasunuta pomocí tlačníku. Poté se k tlačníku připojí tlačná tyč. Proto je nutné tlačné tyče zkonstruovat tak, aby docházelo k jejich automatickému připojování a odpojování.

Minimální průměr tlačné tyče je dán minimálním průměrem použitých vřetenových vložek. Tento průměr má hodnotu $d_{\min} = 8 \text{ mm}$. Při podávání tyčí větších rozměrů se ale musejí použít i vřetenové vložky s většími rozměry. Pak by nastal problém s prohýbáním tlačné tyče. Ta by se vzhledem k malému průměru a velké délce prohnula v takové míře, že by došlo ke kontaktu s vřetenovou vložkou. K tomu bude ovšem docházet i při použití vložek malých rozměrů. Rozdíl je v tom, že u větších průměrů vložek dojde k většímu prohnutí tlačné tyče. Tím bude docházet k větším axiálním nepřesnostem při podávání. Pro zmírnění tohoto jevu budou použity tlačné tyče různých průměrů. Každý průměr tlačné tyče bude mít určen rozsah rozměrů vložek, pro které se bude využívat. K výměně tyčí bude docházet spolu s výměnou vložky. Celkem budou použity tlačné tyče čtyř různých průměrů. Tyto průměry jsou 8, 15, 25 a 35 mm.

Připojení tlačných tyčí k tlačníku je řešeno pomocí tvarového styku, kdy drážka v nástavci tyče zapadne na čep v tlačníku.



Obrázek 11.1 Nástavec pro připojení k tlačníku

Tlačné tyče budou umístěny ve speciálních držácích, které je budou podepírat a zároveň zabraňovat jejich otáčení. Každý průměr tlačné tyče vyžaduje držák jiných rozměrů, k výměně držáku tak bude docházet spolu s výměnou tyče.

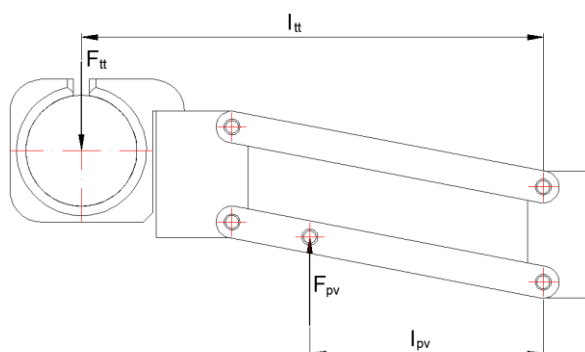


Obrázek 11.2 Držák tlačné tyče průměru 35 mm

Tyto držáky pak budou připojeny k polohovacímu mechanismu. Ten je konstruován jako jednoduchý paralelogram, připevněný k rámu stroje. O pohon paralelogramu se budou starat pneumatické válce.

11.1 Volba pneumatického válce

Držáky tlačných tyčí budou celkem tři, stejně tak budou použity tři válce. Na pneumatický válec bude působit síla F_{pv} podle obrázku 11.3. Volba válce proběhne pro použití největší tlačné tyče a tedy pro největší zatížení.



Obrázek 11.3 Síly působící na paralelogramu

Podle známých silových a rozměrových parametrů se určí síla F_{pv} :

Třetinová síla od hmotnosti tlačné tyče

$$F_{tt} = 35 \quad \text{N}$$

Maximální rameno působení síly F_{tt}

$$l_{tt\max} = 147,5 \text{ mm}$$

Rameno působení síly válce při maximální délce l_{tt} $l_{pv} = 75$ mm

Síla na pneumatickém válci pak má hodnotu $F_{pv} = 68,9$ N.

Při uvažovaném pracovním tlaku 6 barů a zjištěném zatížení je podle katalogu [46] potřeba použít pneumatický válec s průměrem pístu minimálně 16 mm. Je zvolen pneumatický válec DSN-16-80-P firmy FESTO. Zdvih válce je 80 mm, skutečná síla, kterou je schopen vytvořit při tlaku 6 bar, se pohybuje kolem 108 N. Válec bude na obou koncích uložen jako kyvný, proto je vhodné využít příslušenství, které tuto montáž umožňuje.



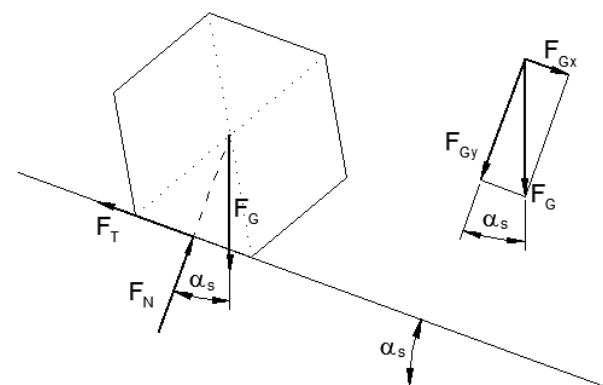
Obrázek 11.4 Systém pro manipulaci s tlačnými tyčemi

12 Zásobník tyčí

V zásobníku budou tyče uloženy před tím, než dojde k jejich zpracování. Zásobník se bude skládat z plechu, který bude vyztužen profilovými tyčemi. Po stranách bude zásobník opatřen lištami, o které se budou opírat tyče. Aby zásobník unesl hmotnost naložených tyčí, bude opatřen podpěrou, která bude připevněna k rámu stroje. Zásobník bude připojen ke stroji pomocí dvojice čepů tak, že bude volně navazovat na systém pro regulaci rozměru tyče (Obrázek 8.8).

12.1 Kontrola gravitačního posouvání tyčí

Vzhledem k tomu, že nakládat se nebudou pouze kruhové tyče, ale i tyče šestihranné, je nutné určit minimální úhel potřebný pro zajištění gravitačního posouvání. Při určení úhlu se bude vycházet ze silových poměrů na nakloněné rovině.



F_G – gravitační síla

F_{Gx} – složka gravitační síly v ose x

F_{Gy} – složka gravitační síly v ose y

F_t – třecí síla

F_N – normálová síla

α_s – úhel sklonu roviny

Obrázek 12.1 Silové poměry na nakloněné rovině

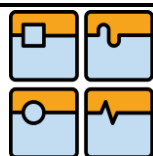
Nejdříve se určí třecí síla v závislosti na normálové síle. Třecí síla dále závisí na materiálu stykových ploch a jejich vzájemném koeficientu tření. V tomto případě jde o styk ocel – ocel a statický koeficient tření pak má hodnotu $f = 0,15$ [2]

Třecí síla:

$$F_t = F_N \cdot f \quad (12.1)$$

Dále je nutné rozložit gravitační sílu do směrů normálové a třecí síly:

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin(\alpha_s) \quad (12.2)$$



$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos(\alpha_s) \quad (12.3)$$

Dle silové rovnováhy platí vztah:

$$F_{Gx} = F_{Gy} \cdot f \quad (12.4)$$

Po dosazení rovnic (12.2) a (12.3) do rovnice (12.4) získáme vztah:

$$F_G \cdot \sin(\alpha_s) = F_G \cdot \cos(\alpha_s) \cdot f \quad (12.5)$$

Z rovnice (12.5) vyjádříme f :

$$\frac{\sin(\alpha_s)}{\cos(\alpha_s)} = \tan(\alpha_s) = f \quad (12.6)$$

Využitím funkce arcus tangens získáme výslednou hodnotu úhlu α :

$$\alpha_s := \text{atan}(f) = 8.531 \text{ deg} \quad (12.7)$$

Výsledný minimální úhel sklonu je tedy roven $\alpha_s = 8.5^\circ$. Tento úhel je ovšem hraniční a při jeho použití by nebylo posouvání tyčí zcela zajištěno. Proto je zvolen úhel větší. Výsledný úhel sklonu zásobníku je $\alpha_z = 15^\circ$.

12.2 Určení síly působící na opěrnou lištu

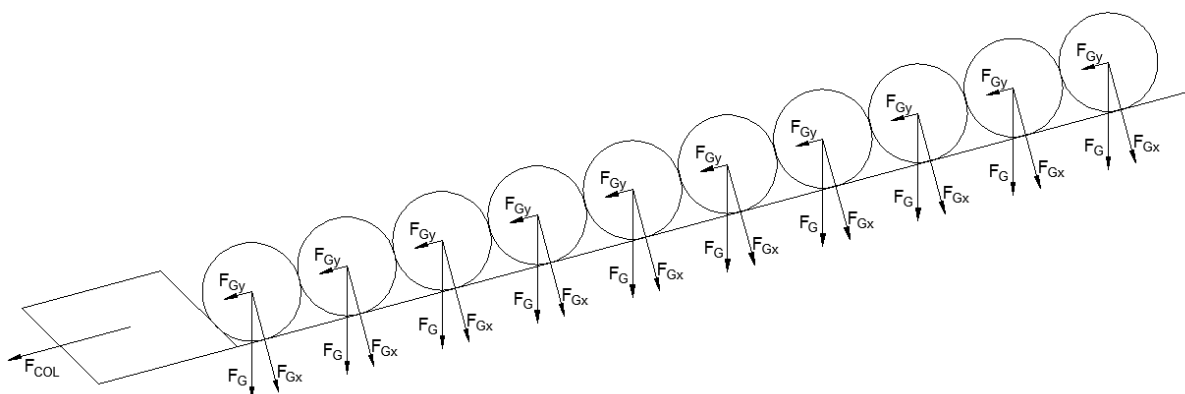
Tyče uložené v zásobníku budou působit určitou silou na opěrné lišty. Tato síla pak bude přenášena na jejich představovací systém. Pro správné navržení tohoto systému je potřebné znát velikost této síly.

Při výpočtu se bude vycházet z následujících parametrů:

Úhel sklonu zásobníku tyčí $\alpha_z = 15^\circ$

Maximální počet největších tyčí v zásobníku $i_t = 10$

Tíhová síla jedné tyče $F_{Gt} = 219,476 \text{ N}$



Obrázek 12.2 Síla působící na opěrné lišty

Síla působící na opěrné lišty od jedné tyče:

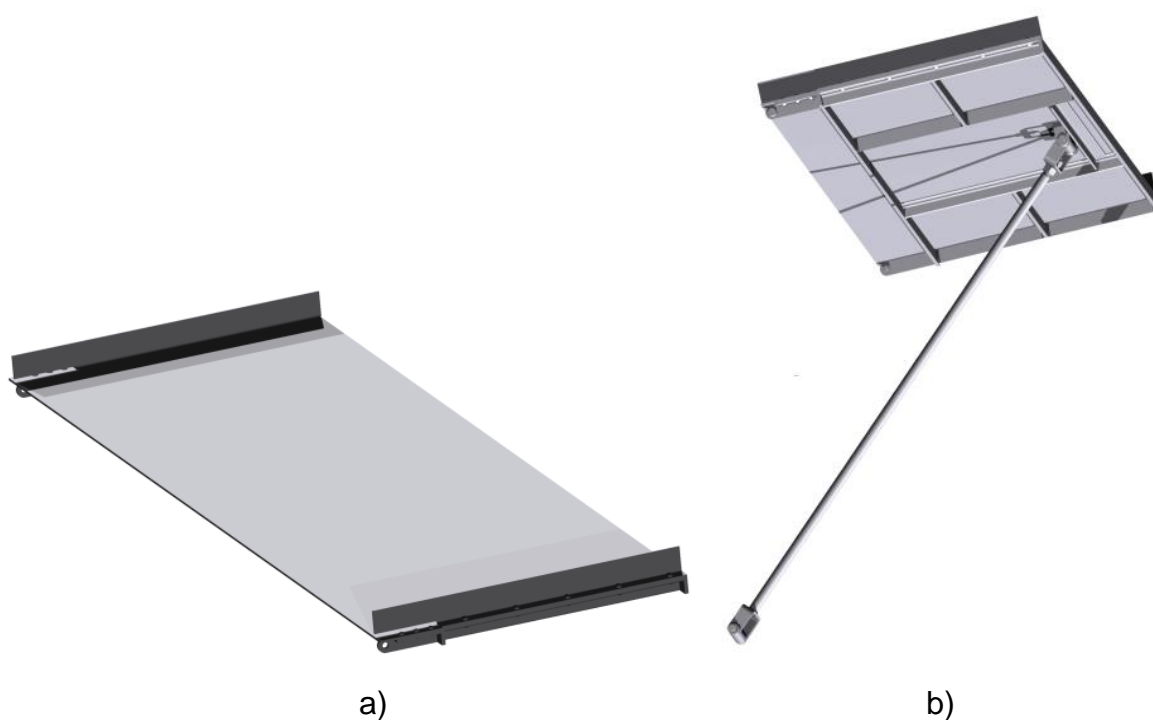
$$F_{Gy} := \sin(\alpha_z) \cdot F_{Gt} = 56.805 \text{ N} \quad (12.8)$$

Celková síla na opěrných lištách od všech tyčí:

$$F_{COL} := F_{Gy} \cdot i_t = 568.046 \text{ N} \quad (12.9)$$

Velikost síly na jedné liště se získá vydělením celkové síly počtem lišt $i_{OL} = 4$:

$$F_{OL} := \frac{F_{COL}}{i_{OL}} = 142.011 \text{ N} \quad (12.10)$$



Obrázek 12.3 Zásobník tyčí, pohled a) z vrchu b) ze spodu

13 Ustavení podavače

Pracovní prvky podavače jsou uloženy ve skříni, která je nejvýraznějším prvkem podavače. Nyní je však potřeba tuto skříň vybavit takovými prvky, které umožní její uchycení k podlaze a také její správné nastavení vzhledem k soustruhu.

Podavač bude podepřen čtyřmi podpěrami. Ty pak budou připojeny k ustavovacímu rámečku, který bude upevněn k podlaze.

13.1 Výškové nastavení

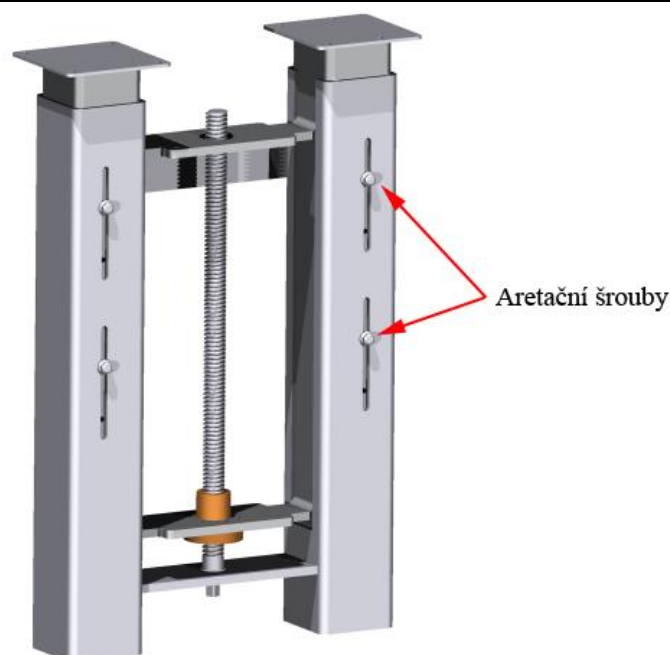
Podavač musí být ustaven tak, aby osa podávané tyče byla totožná s osou vřetene soustruhu. Výška osy vřetene je ale u každého soustruhu jiná. Aby bylo umožněno použití podavače u různých soustruhů, je nutné zajistit jeho výškové přestavování.

Pro výškové nastavení bude použit systém, jehož základními prvky budou výsuvné podpěry. Budou se skládat z vnější a vnitřní části. Vnitřní část bude posuvně uložena ve vnější. Dvě bližší podpěry budou mezi sebou spojeny, a to jak vnější, tak i vnitřní část. Výsuvný pohyb pak bude zprostředkován pomocí trapézového šroubu a matice. Volba rozměru šroubu proběhne podle tabulky 9.1. Odhadovaná hmotnost, která vyvozuje sílu na šroubu, má hodnotu 400 kg. Tato hmotnost je složena z hmotnosti podavače a hmotnosti podávaných tyčí uložených v zásobníku. Šroub by měl přenášet pouze sílu od hmotnosti podavače a nikoli od podávaných tyčí, a to proto, že po nastavení na požadovanou polohu bude celý systém zaaretován. Nicméně z hlediska bezpečnosti je výhodnější počítat s oběma hmotnostmi. Rozměr šroubu je s ohledem na předpokládanou délku 450 mm volen TR 20x4.

Šroubem bude otáčeno ručně pomocí klíče a bude uložen v kluzném ložisku s axiálním kroužkem. Druhý konec bude uložen volně.

Jak již bylo zmíněno, po nastavení do požadované pozice bude provedena aretace. Za tímto účelem jsou ve vnější části vytvořeny drážky. Ve vnitřní části jsou pak otvory se závity. Tyto otvory se překrývají s drážkami. Drážkou se pak prostrčí šrouby, které se zašroubují do otvorů, a obě části stáhnou k sobě.

Ve výsledku je možné nastavit osu podavače v rozmezí výšek od 850 až do 1200 mm.

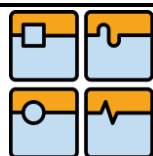


Obrázek 13.1 Systém výsuvných podpěr

13.2 Pojezd podavače

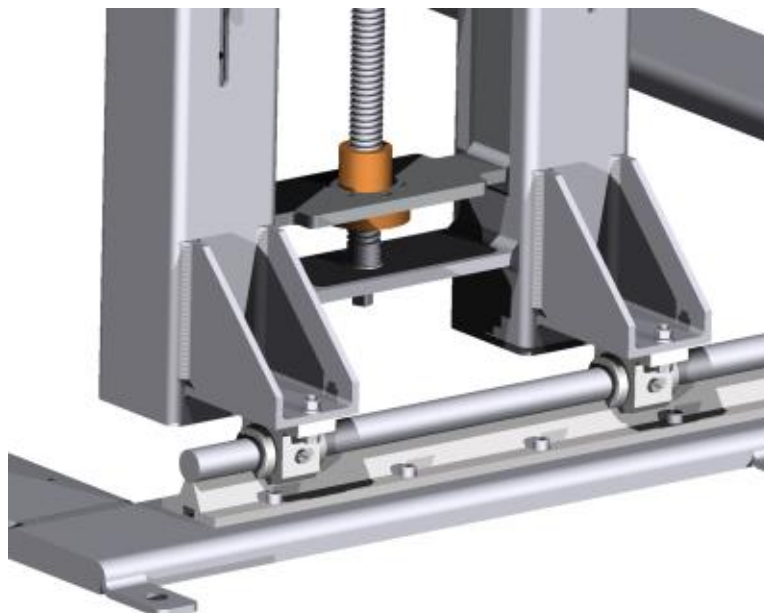
Vzhledem k potřebě měnit vřetenové vložky je nutné umožnit přístup ke vřeteni ze strany podavače. To může být řešeno tak, že se vložky budou vyměňovat z pracovního prostoru podavače. Toto řešení ovšem vyžaduje, aby byl v podavači volný značný prostor. Proto se většinou využívá druhé řešení, při kterém se celý podavač nebo jeho část zkonstruuje jako posuvný. Při výměně vložky je pak podavač odsunut a tím je umožněn přístup ke vřetenu. Druhé řešení je využíváno mnohem častěji, a lze ho dále rozdělit na pojezd podélný a příčný. Při podélném se podavač posouvá ve směru osy podávané tyče, příčný pojezd je kolmý na tuto osu.

V tomto případě bude také využito druhé řešení, kdy se podavač bude posouvat. Lze předpokládat, že za podavačem je dostupný prostor, protože v tomto prostoru se pohybuje obsluha při doplňování tyčí do podavače. Proto bude pojezd příčný. Pro pojezd bude opět využito valivé vedení kruhové, protože se jedná o poměrně levné řešení s dostačujícími parametry. Volba rozměrové řady proběhne na základě již zmíněné předpokládané hmotnosti 400 kg. Budou použita čtyři valivá pouzdra. Průměrné zatížení tedy vychází přibližně 1000 N na každé pouzdro. Pouzdra ale nebudou uložena symetricky k těžišti, proto budou zadní pouzdra zatěžována více. Valivá pouzdra se vyrábějí v řadách s únosností 1000 N a následující řada má únosnost 2000 N. Zvoleno je tedy pouzdro s únosností 2000 N.



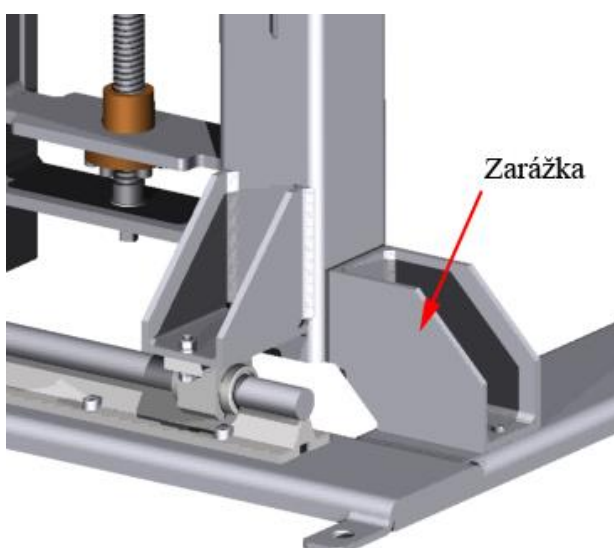
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Pouzdro s danou účinností má vnitřní průměr 20 mm. Ve výsledku tedy bude použit systém ALGS-OP-20-KS dodávaný firmou MATIS. Pouzdra se budou pohybovat po vodící tyči, která bude podepřena a připevněna k ustavovacímu rámečku.



Obrázek 13.2 Pojezd podavače

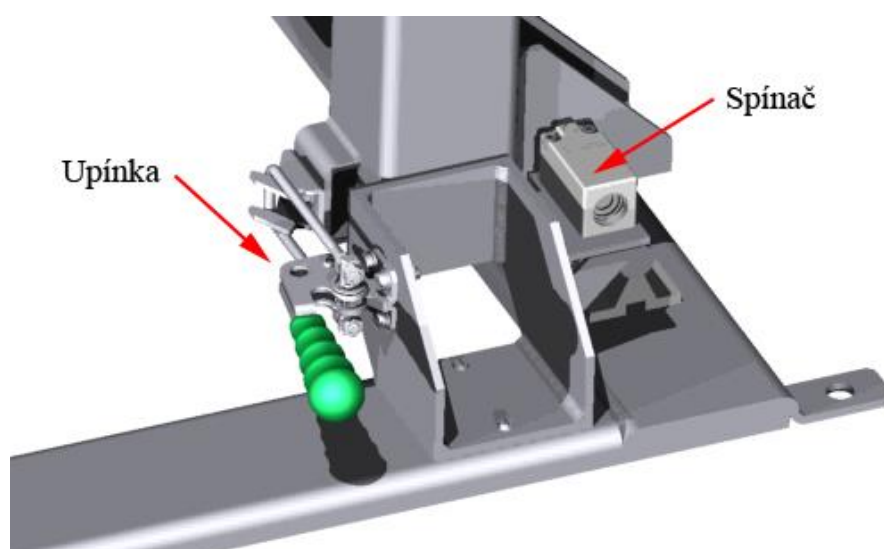
Aby pouzdra nesjela z vodících tyčí, bude pohyb omezen pomocí zarážek. Zarážka je zkonstruována jako jednoduchý svařenec, který bude přišroubován k ustavovacímu rámečku. Pro tlumení nárazů jsou na zarážky připevněny gumové desky.



Obrázek 13.3 Zarážka pojezdu

Zajištění podavače v pracovní poloze bude provedeno pomocí upínky, která bude připevněna k zarážce. Protikus upínky bude připevněn k jedné z podpěr.

Pro zabránění spuštění stroje v době, kdy nebude v pracovní poloze, se použije koncový spínač připevněný k zarážce. Jedná se o spínač FR 501 italského výrobce Pizzato Elettrica. Spínač bude připevněn na stejné zarážce jako upínka.

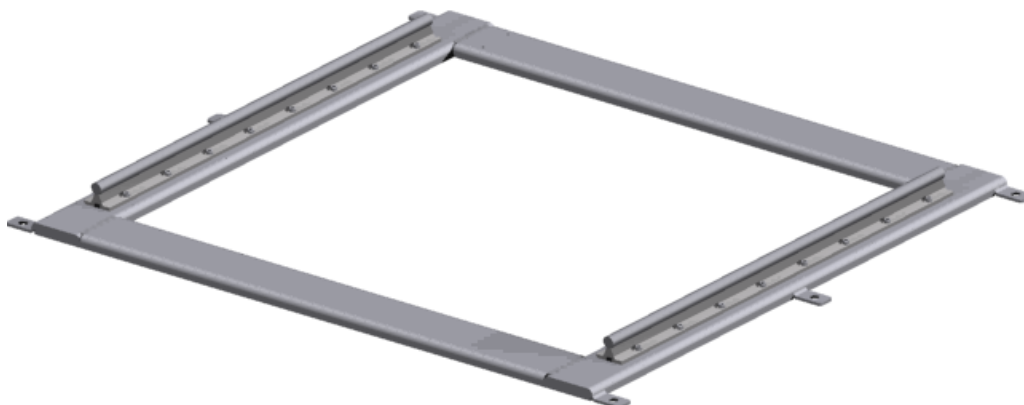


Obrázek 13.4 Umístění upínky a spínače

13.3 Celkový přehled ustavení podavače

Podavač bude umístěn na čtyřech podpěrách. Ty budou pevně připojeny ke skříni podavače. Dole budou podpěry uloženy v kruhových pouzdrech, jedná se tedy o kloubové uložení. Takový systém je zvolen, protože výškové přestavování je prováděno ručně, pomocí dvou šroubů. Proto se nedosáhne stejných otáček obou šroubů a v případě pevného uložení podpěr by se celý systém vzpříčil. Zvolený způsob výškového nastavování tedy umožňuje mírné naklonění podavače. To se může využít pro vyrovnaní osy podavače s osou vřetene soustruhu v případě nerovností na podlaze.

Koncovým prvkem ustavení podavače je ustavovací rámeček, který je pomocí šroubů připevněn k podlaze. Skládá se z plechů tvaru U přivařených k sobě tak, aby vytvořily rámeček obdélníkového tvaru. Již bylo zmíněno, že k rámečku jsou připojeny vodící tyče pojezdu a zarážky. V místě připojení vodících tyčí je rámeček ze spodu vyztužen, aby nedocházelo k nežádoucímu průhybu.



Obrázek 13.5 Ustavovací rámeček s pojezdovým vedením

14 Nosná konstrukce

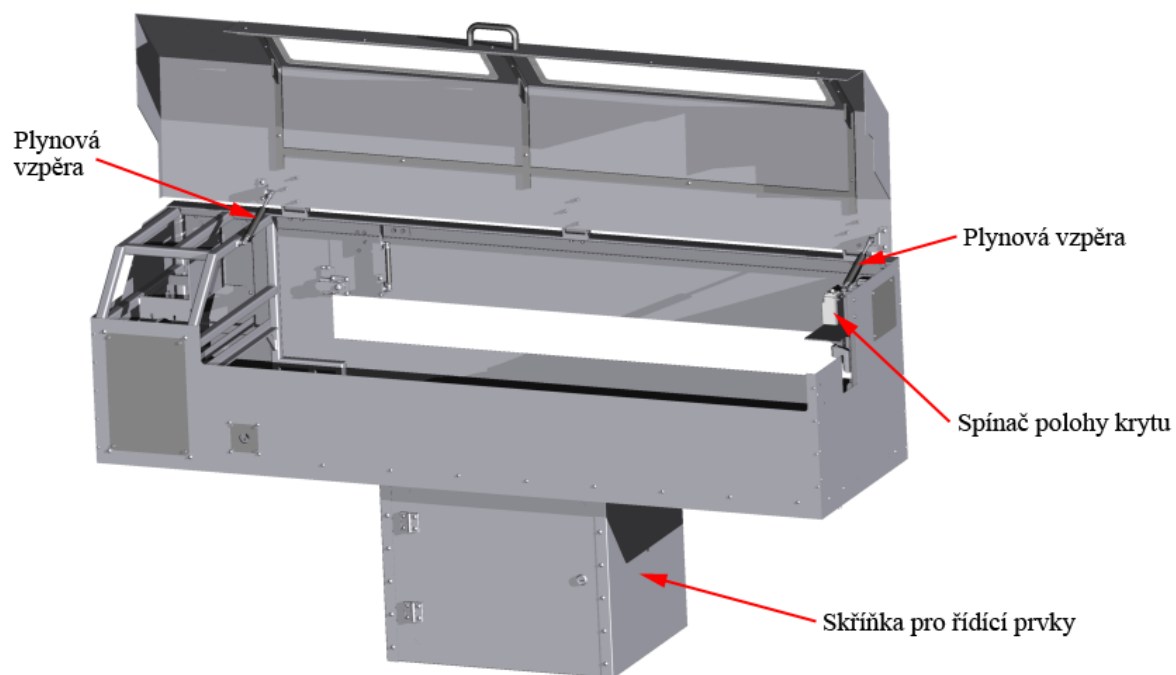
Základním prvkem je rám, který je tvořen zejména tyčemi čtvercového průřezu. Ty jsou svařeny a tvoří rám vhodných rozměrů. K tomuto rámu bude přišroubován nosný plech, který bude tvořit podlahu skříně podavače. Jedná se o plech tloušťky 3 mm. Budou v něm vytvořeny otvory pro šrouby, kterými se připevní ostatní prvky podavače. V přední části rámu bude držák řemenice pro podávací řemen. K držáku bude připevněno zařízení pro správné ustavení řemenice a předepnutí řemenu. V zadní části rámu pak bude upevněna druhá řemenice a motory pro podávání a nakládání.

Kryt kolem nosné konstrukce bude tvořen tenkými plechy, spojenými většinou nýty. Tento kryt bude tvořit rozhraní mezi pracovním prostorem a okolím stroje. Pro umožnění přístupu do pracovního prostoru podavače bude sloužit horní část krytu. Ta bude zkonstruována jako výklopná. Zadní strana krytu bude také částečně otevíratelná, a to z důvodu usnadnění umístění tyčí do zásobníku. Kryt bude také opatřen několika servisními otvory pro usnadnění přístupu k některým částem podavače. K rámu je rovněž ze spodu připevněna skříňka určená pro řídicí prvky podavače.

Otvíratelný horní kryt je tvořen plechem vyztuženým svařovanou konstrukcí z plochých tyčí. Kryt je vybaven průhledy z plexiskla pro vizuální kontrolu probíhajících činností. K udržení krytu v otevřené poloze slouží dvojice plynových vzpěr typu G 6/15 od firmy Eckold. V zavřené poloze je kryt udržován pomocí magnetického držáku od firmy Southco. Aby se zabránilo spuštění stroje s otevřeným krytem, je v systému umístěn spínač. Jedná se o stejný typ spínače jako v případě pojezdu.



Obrázek 14.1 Svařovaná konstrukce rámu

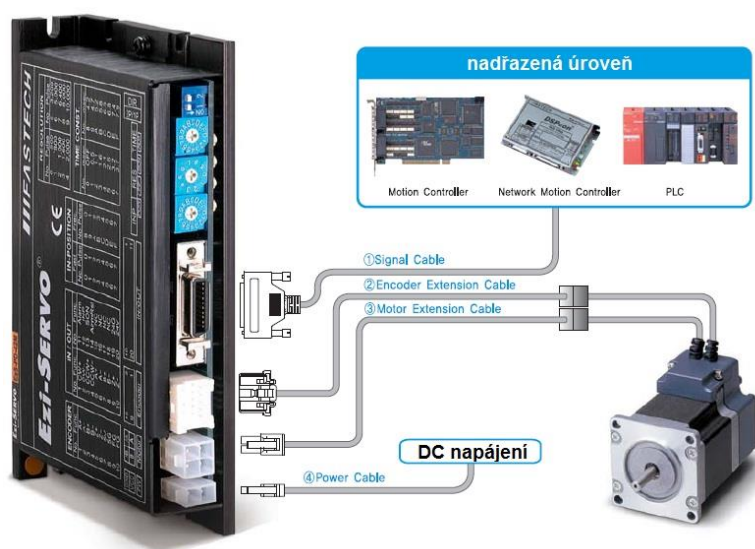


Obrázek 14.2 Celkový pohled na nosnou konstrukci

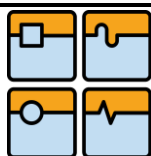
15 Řízení podavače

Podavač bude vybaven mnoha elektronickými prvky. Aby mohl pracovat v automatickém cyklu, musí být vybaven vhodným řízením. Pro řízení bude použito PLC, ke kterému budou připojeny vlastní řídicí systémy servomotoru a krokového motoru a další prvky, jako jsou odměřování polohy a senzory. Nejobtížnější bude řízení servomotoru, u kterého je potřeba řídit nejen polohu a rychlost, ale také je nutné kontrolovat velikost působícího kroutícího momentu.

Dále bude nutné propojení řídicích systémů podavače a připojeného soustruhu, tak aby mezi sebou komunikovaly a reagovaly na vzájemné signály, tato komunikace musí probíhat spolehlivě a bez problémů.

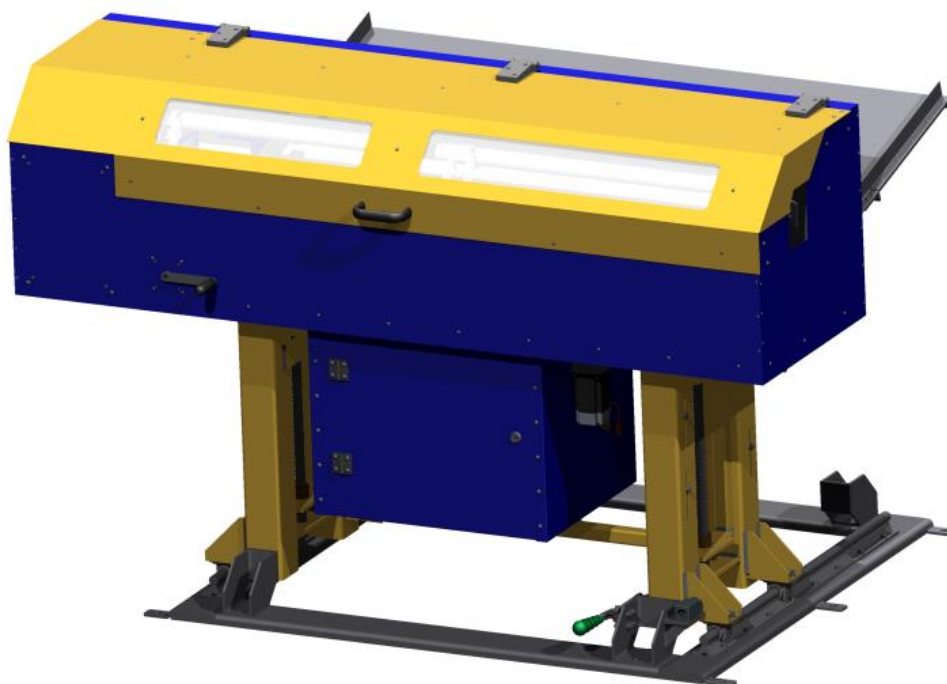


Obrázek 15.1 Řídicí systém krokového motoru a naznačení jeho zapojení [48]

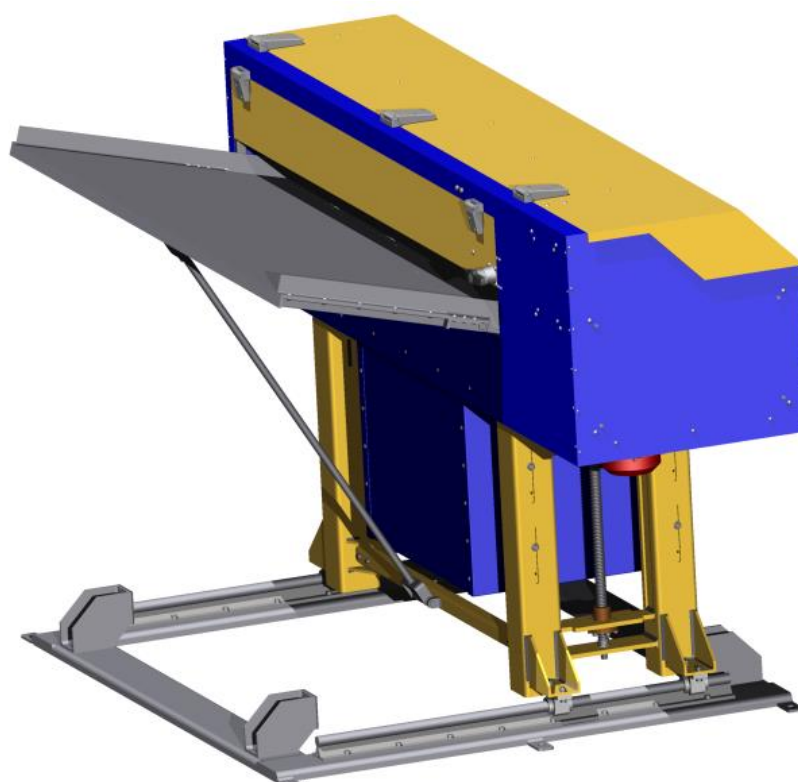


16 Celkový pohled na podavač

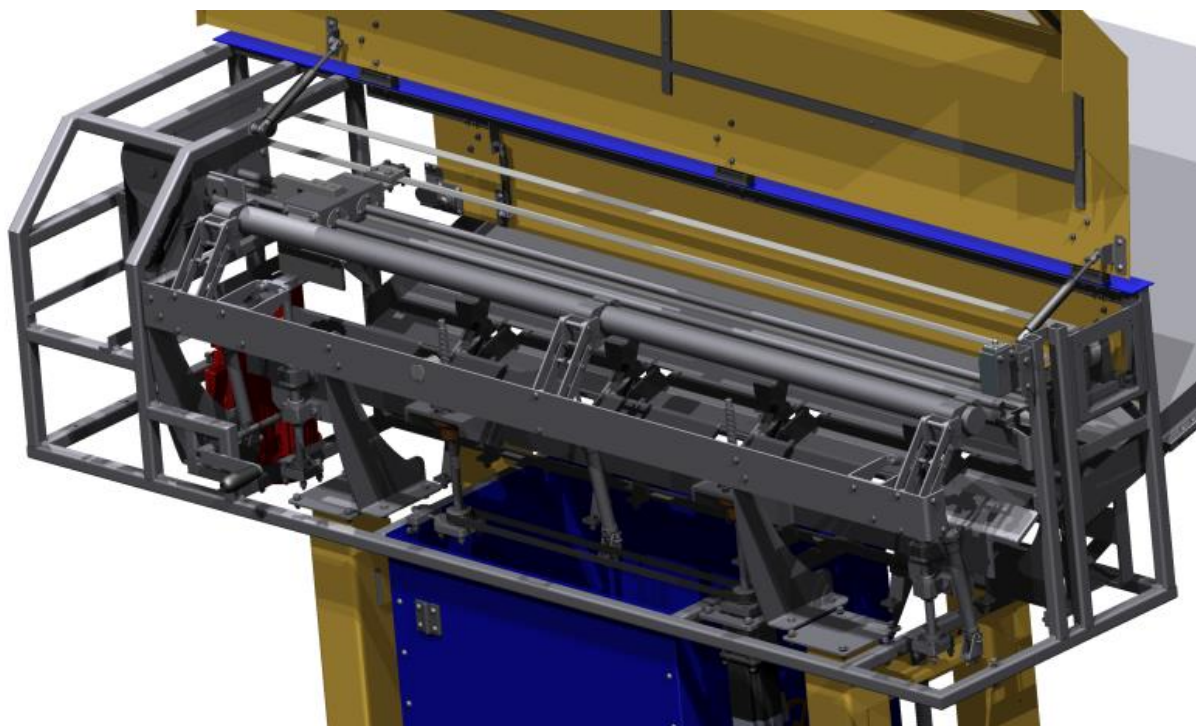
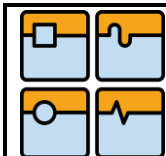
Zde jsou uvedeny pohledy na finální konstrukci podavače včetně barevného provedení.



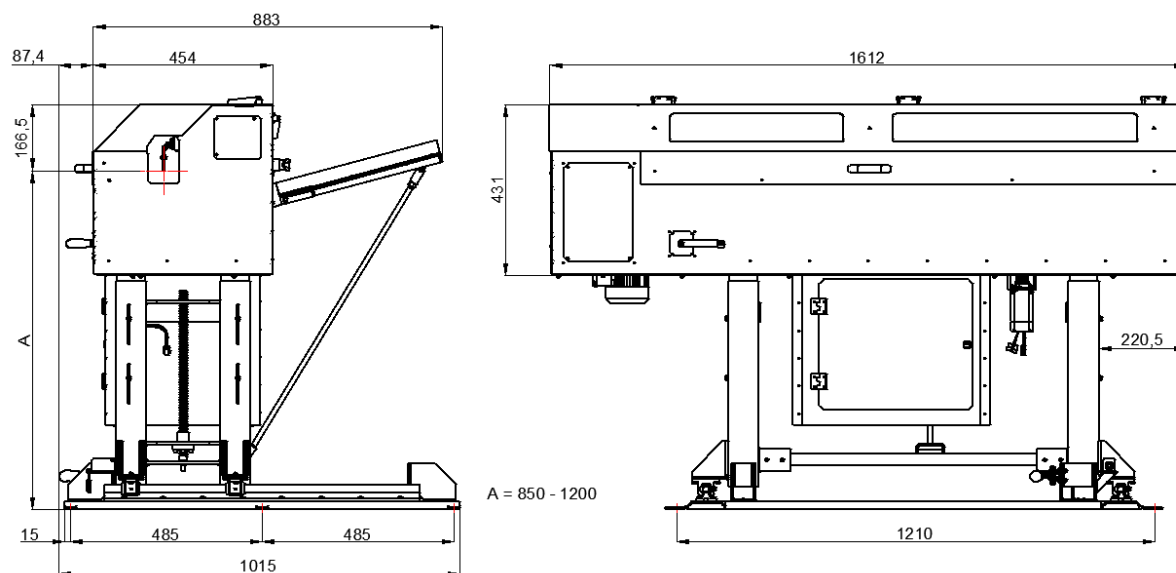
Obrázek 16.1 Přední pohled na podavač



Obrázek 16.2 Zadní pohled na podavač



Obrázek 16.3 Pohled na vnitřní mechanismus podavače



Obrázek 16.4 Základní rozměry podavače

17 Závěr

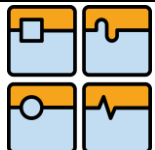
Cílem této diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení podavače tyčí. Pro řešení byl zvolen podavač krátkých tyčí, který nemá kontakt s rotující tyčí. Obráběná tyč je tedy celá uložena ve vřetenu a tím je limitována její délka. Soustruhy s délkou vřetena přesahující 1200 mm se vyskytují velmi zřídka, a proto byla maximální délka podávaných tyčí zvolena právě 1200 mm. Rozsah průměrů podávaných tyčí byl zvolen 6 až 55 mm a rozsah rozměrové řady šestihranných tyčí má hodnotu 6 až 46 mm.

Podavač tyčí je tak specifický stoj, že při jeho navrhování je možné použít jen velmi málo normalizovaných a nakupovaných součástí. Navrhování ovšem probíhalo s ohledem na co nejnižší cenu součástí, které je nutné vyrobit. Navržený podavač se skládá ze dvou hlavních prvků. Prvním je skříň, která je nejvýraznější částí stroje, ve které jsou umístěny téměř všechny pracovní prvky stroje. Druhým prvkem je část pro ustavení podavače do správné polohy.

Navržený podavač by měl dosahovat rychlosti podávání 0,7 m/s a rychlosti zpětného pohybu 0,9 m/s. Zbytek podávané tyče ve vřeteni soustruhu bude vyhazován do pracovního prostoru soustruhu pomocí tlačné tyče. U podavačů tyčí je velmi důležitým parametrem přesnost najetí do požadované polohy. Tento parametr je ovlivněn zejména vlastnostmi odměřovacích prvků. V tomto případě bylo použito odměřování s rozlišením 25 μm , podavač by tedy měl najíždět do žádané polohy s touto přesností. Tyto parametry jsou blízké podavačům dostupným na trhu a z tohoto hlediska je navržený podavač konkurenceschopný.

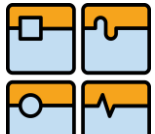
Diplomová práce se pouze okrajově zabývá bezpečnostními a řídicími prvky, které by bylo nutné při realizaci detailně promyslet a navrhnout, a to z důvodu, že navržení těchto prvků nebylo součástí zadání.

Součástí diplomové práce je také 3D model navrženého podavače vytvořený v programu Autodesk Inventor.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 96
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

18 Seznam použité literatury

- [1] BORSKÝ, Václav. *Jednoúčelové a víceúčelové obráběcí stroje II. díl 2. vyd.* BRNO: Vysoké učení technické v Brně, 1990. 200 s. ISBN 80-214-0175-3
- [2] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra – Pedagogické nakladatelství, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [3] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM Speciál. Praha: MM publishing, s.r.o, 2010. 420 s. 2. upravené a doplněné vydání. ISBN: 978-80-254-7980-3.
- [4] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] KRÁL, S. *Návrh metodiky pro volbu základních komponent lineárních os obráběcího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub, Ph.D..
- [6] LAURENC, F. *Trendy současného vývoje automatické výměny obrobků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík.
- [7] CNC TECHNOLOGY. *Podavače tyčí pro CNC soustruhy* [online]. 2012 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: http://www.cnctech.cz/media/attachments/prirucka_a_uzitecne_informace_o_podavacich-tyci-2012.pdf
- [8] Multi-Purpose CNC Machining Center - F79A. *Rottler* [online]. © 2012 [cit. 2012-12-14]. Dostupné z: http://www.rottermfg.com/general_purpose_cnc.php?model=F79A
- [9] Palletizing System 8000HPS320. *Hirschmann Engineering* [online]. [2011] [cit. 2012-12-14]. Dostupné z: <http://www.edm-products.com/8000/Pallets320.htm>
- [10] AMF. *Hydraulické upínací systémy* [online]. 2010 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.naros.cz/storage/1283748101_sb_zps_2010.pdf
- [11] Zero Point System, Features and Benefits. *Jergens* [online]. © 2010 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.jergensinc.com/site/showcase_zps/features-benefits.html
- [12] APPLICATIONS - System Control. *DIXI MACHINES* [online]. 2011 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.moriseiki.com/dixi/english/applications/cpplpp.html>
- [13] Deckel Hmc (DZ4LS-PS8. *Patel Machinery* [online]. © 2009 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.patelmachinery.com/deckel-hmc-dz4ls-ps8-pr53-prc2.html>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 97
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [14] Dopravníkový systém na soustružnických automatech. *MM spektrum* [online]. © 2012 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/dopravnikovy-system-na-soustruznickych-automatech.html>
- [15] Auto Pallet Changer APC Series. *PARKSON Company Introduction* [online]. [2012] [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.wenson.com.tw/en/pro-apc.html>
- [16] February 2012 | Horizontal Autopilot. *Cutting Tool Engineering* [online]. [2012] [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.ctemag.com/aa_pages/2012/120207-HorizMachining.html
- [17] WFT 13 Heavy Duty 5" Table Type HBM with Spindle Quill and Box Ways. *Marathon Machine Tools* [online]. © 2012 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.marathon-excel.com/new_machines/hbm/fermat/fermat_wtf_13.html
- [18] PH 150I8. *DMG / MORI SEIKI* [online]. © 2012 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://en.dmgmorseiki.com/sites/products/en/automation/ph-150-8>
- [19] KR 500-3. *KUKA Industrial Robots* [online]. © 2012 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.kuka-robotics.com/en/products/industrial_robots/heavy/kr500_2/start.htm
- [20] *Iemca manufactures bar feeders for singlespindle and multispindle lathes - Robots & Gantry loaders* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-21]. Dostupné z: <http://www.iemca.com/>
- [21] *SPACESAVER 2410(XL): podavač tyčí CNC soustruhu: návod k instalaci, oskuze a údržbě* [online]. [2009][cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.cnctech.cz/media/attachments/v022-95000-man2410xlcx_v1.0.pdf
- [22] CNC Accessories, Machine Tool Parts, Lathe Machine Accessories. *Hurco Companies, Inc.* [online]. [2011] [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.hurco.com/en-us/machine-tools/turning-centers/accessories/Pages/default.aspx#.UMxxfHe3qlu>
- [23] Alpha SL65 S - Bar Feeder. *LNS Europe* [online]. [2012] [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.lns-europe.com/bar_feeders/short_automatic_barfeeders/alphasl65s/EN-EUR
- [24] Multi-3000 – Functionality. *Samsys SA* [online]. [2011] [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.samsys.info/index.php?id=9&L=1>
- [25] Short Bar Feeder / BA Series. *BARLOAD MACHINE CO., LTD.* [online]. [2012] [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: http://www.barload.com/e_p2_ba.htm

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 98
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [26] Elektrické podavače tyčí v roce jedna. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2001, č. 9 [cit. 2013-05-13]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/elektricke-podavace-tyci-v-roce-jedna.html>
- [27] FMB MACHINERY. *Product Catalogue: material flow system for machine tools* [online]. 2007[cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.tool-part.dk/media/docs/katalog/FMB%20produktkatalog.pdf>
- [28] FMB BAR FEED COLLETS. *DT Technologies* [online]. © 2009-2011 [cit. 2012-12-15]. Dostupné z: <http://www.dttechnologies.com/en/2011/05/fmb-bar-feed-collets/>
- [29] SUGIMOTO, Kenji. *Bar stock feeder* [patent]. IPC: B26D 1302; B26D 1304. Užitený vzor, US4638693. Uděleno 27. 1. 1987. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US4638693>
- [30] *Breuning IRCO* [online]. [2012] [cit. 2012-12-25]. Dostupné z: <http://www.breuning-irco.de/index.php/de/>
- [31] Power Screws - Description. *Daerospace* [online]. ©2010 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.daerospace.com/MechanicalSystems/PowerScrewsDesc.php>
- [32] *Lineární vedení - Matis s.r.o.* [online]. [2012] [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/>
- [33] Komponenty: lineární technologie, převodovky, ozubené hřebeny s pastorkem. *Güdel* [online]. ©2012 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.gudel.com/cz/components/>
- [34] Lineární motor versus kuličkový šroub. *Pro elektrické stroje a pohony* [online]. © 2011 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://propohony.cz/linearni-motory/145-linearni-motor-versus-kulickovy-sroub>
- [35] *HENNLICH* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/>
- [36] CNC Lathes Bar Feeders. *Haas Automation, Inc.* [online]. © 2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://int.haascnc.com/lathe_bar.asp?intLanguageCode=1029&webID=BARFEEDER
- [37] Edge Technologies - Minuteman 320 Bar Feeder. *Edge Technologies* [online]. 2012 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: http://edgetechnologies.com/edge/minuteman_320.htm

- [38] SEW-EURODRIVE: *převodové motory, frekvenční měniče a decentrální pohonná technika* [online]. 2013 [cit. 2013-05-14]. Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/>
- [39] HIWIN. *Kuličková pouzdra a vodící tyče* [online]. 2012 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/kulickova-pouzdra/pdf-download.html?id=20>
- [40] HABERKORN. *Trapézové vodící šrouby a matice* [online]. 2012 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/B.pdf>
- [41] Deep groove ball bearings 626-2Z. *Schaeffler CZ s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2013-05-16]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/62..-2Z*626-2Z;bq9ASkUjTu99
- [42] GATES MECTROL. *Belt Sizing Guide* [online]. © 2006 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cfm?file=BeltSizingGuide.pdf&folder=brochure
- [43] GATES MECTROL. *Catalogue Polyurethane Timing Belts* [online]. 2011 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: http://www.gatesmectrol.com/mectrol/downloads/download_common.cfm?file=Mectrol_Catalog-Gates_Europe-ENGLISH.pdf&folder=brochure
- [44] DELTA ELECTRONICS. *Delta AC Servo Drive ASDA-A2 Series* [online]. © 2009 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: http://www.delta.com.tw/product/em/motion/motion_servo/download/catalogue/Delta_ASDA-A2_C_EN_20130114.pdf
- [45] RLS. *LM13 linear magnetic encoder system* [online]. © 2011 [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <http://www.rls.si/en/15858.aspx?>
- [46] FESTO. *Válce dle norem DSNU/DSNUP/DSN/ESNU/ESN, ISO 6432* [online]. 2013 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: http://www.festo.com/cat/cs_cz/search?query=dsnu
- [47] KALÁB, Květoslav. *NÁVRH A VÝPOČET SPOJŮ PRO PŘENOS KROUTICÍHO MOMENTU Z HRÍDELE NA NÁBOJ* [online]. 2011 [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
- [48] Ezi-SERVO ST - krokové motory se zpětnou vazbou s externím driverem. *RAVEO* [online]. [2013] [cit. 2013-05-22]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/krokove-motory-zpetna-vazba-driver-fastech>

19 Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 2.1 Rozdělení automatické výměny obrobků	12
Obrázek 2.2 Rozdělení AVO bez palet	13
Obrázek 2.3 Princip více upínacích stolů [8]	13
Obrázek 2.4 Části AVO s paletami	14
Obrázek 2.5 Upínací plochy palet [9]	14
Obrázek 2.6 Upínací systém Zero-Point [10], [11]	15
Obrázek 2.7 Lineární zásobník palet s otočným výměníkem [12]	16
Obrázek 2.8 Otočný kruhový zásobník s otočným výměníkem [13]	16
Obrázek 2.9 Řetězový zásobník [14]	17
Obrázek 2.10 Typy výměníků palet.....	17
Obrázek 2.11 Otočný stůl pro výměnu palet [15]	18
Obrázek 2.12 Otočný stůl s kruhovým zásobníkem palet [16]	18
Obrázek 2.13 Lineární výměník [17]	18
Obrázek 2.14 Výměna palet a) kyvadlové řešení b) ve dvou kolmých osách [1]	19
Obrázek 2.15 Portálový výměník palet [18].....	19
Obrázek 2.16 Univerzální robot KR 500-3 od firmy KUKA [19]	20
Obrázek 3.1 Vícevřetenový podavač SIR 25P [20]	21
Obrázek 3.2 Způsoby podávání: a) na doraz, b) na polohu [21]	21
Obrázek 3.3 Rozdělení podavačů tyčí	22
Obrázek 3.4 Podavač krátkých tyčí [22].....	22
Obrázek 3.5 Podavač dlouhých tyčí [20].....	22
Obrázek 3.6 Podavač tyčí se zásobníkem [23]	23
Obrázek 4.1 Vřetenová vložka a) modifikovaná, b) klasická [21]	25
Obrázek 4.2 Vřetenová vložka Breuning [30].....	25
Obrázek 4.3 Nakládání tyčí - způsob 1 [24]	26
Obrázek 4.4 Nakládání tyčí - způsob 2 [25]	27
Obrázek 4.5 Nakládání tyčí - způsob 3 [30]	28
Obrázek 4.6 Systém otočných vodících kanálů [30]	28
Obrázek 4.7 Nakládání tyčí - způsob 4 [30]	29
Obrázek 4.8 Zásobníky tyčí [27]	30
Obrázek 4.9 Nakládání tyčí - způsob 5 [27]	30
Obrázek 4.10 Kleštinové upínače [28]	32
Obrázek 4.11 Schéma pohonu tlačníku [29]	32
Obrázek 4.12 Princip kuličkového šroubu [31]	33
Obrázek 4.13 Lineární pohyb vyvozený řemenem [32]	34
Obrázek 4.14 Pohon ozubeným hřebenem a pastorkem [33]	35
Obrázek 4.15 Princip lineárního motoru [34].....	36
Obrázek 4.16 Lineární jednotka s motorem [35]	37
Obrázek 5.1 Spacesaver 2410 [21].....	38
Obrázek 5.2 Minuteman 320 SE [37]	40
Obrázek 7.1 Schéma prvního řešení nakládání tyčí	42

Obrázek 7.2 Schéma druhého řešení nakládání tyčí	43
Obrázek 7.3 Záchytný hák s podpěrou	44
Obrázek 7.4 Silové poměry nakládacího systému	45
Obrázek 7.5 Umístění senzoru pro zastavování nakládání tyčí	46
Obrázek 7.6 Zajištění polohy nakládacích lišt ozubeným řemenem.....	47
Obrázek 7.7 Rozložení sil na nakládací klíce	48
Obrázek 7.8 Klika nakládacího mechanismu	49
Obrázek 7.9 Napětí na hřídeli nakládání	49
Obrázek 8.1 Naložení několika tyčí najednou	50
Obrázek 8.2 a) konstrukce opěrné lišty b) princip vyvození pohybu lišt	51
Obrázek 8.3 Silové poměry na opěrné liště	51
Obrázek 8.4 Tlak působící na pero	52
Obrázek 8.5 Uložení hřídele pro posuv opěrných lišt.....	53
Obrázek 8.6 Napětí na hřídeli regulace.....	54
Obrázek 8.7 Deformace hřídele regulace	54
Obrázek 8.8 Systém pro regulaci rozměru tyče	57
Obrázek 8.9 Snímač polohy opěrné lišty.....	57
Obrázek 9.1 Vodící kanálek a) pohled shora b) pohled ze spod	58
Obrázek 9.2 Síly působící na vedení vodícího kanálku.....	59
Obrázek 9.3 Vodící kanálek s lineárním vedením	60
Obrázek 9.4 Síly působící na šroubu [4]	63
Obrázek 9.5 Předepínání řemenu zdvižného mechanismu.....	65
Obrázek 9.6 Rozměry ložiska [41]	66
Obrázek 9.7 Umístění senzoru pro detekci naložení tyče	66
Obrázek 9.8 Celkový pohled na sestavu vodícího kanálku	66
Obrázek 10.1 Konstrukce tlačníku	67
Obrázek 10.2 Průhyb vodících tyčí	68
Obrázek 10.3 Průhyb podepřených vodících tyčí.....	68
Obrázek 10.4 Síly působící na posouvanou tyč	69
Obrázek 10.5 Uložení přední řemenice.....	77
Obrázek 10.6 Uložení zadních řemenic	77
Obrázek 10.7 Předepínání řemenu vloženého převodu	77
Obrázek 11.1 Nástavec pro připojení k tlačníku.....	79
Obrázek 11.2 Držák tlačné tyče průměru 35 mm	80
Obrázek 11.3 Síly působící na paralelogramu	80
Obrázek 11.4 Systém pro manipulaci s tlačnými tyčemi	81
Obrázek 12.1 Silové poměry na nakloněné rovině.....	82
Obrázek 12.2 Síla působící na opěrné lišty.....	83
Obrázek 12.3 Zásobník tyčí, pohled a) z vrchu b) ze spodu	84
Obrázek 13.1 Systém výsuvných podpěr.....	86
Obrázek 13.2 Pojezd podavače	87
Obrázek 13.3 Zarážka pojezdu	87
Obrázek 13.4 Umístění upínky a spínače	88

Obrázek 13.5 Ustavovací rámeček s pojezdovým vedením.....	89
Obrázek 14.1 Svařovaná konstrukce rámu	90
Obrázek 14.2 Celkový pohled na nosnou konstrukci	91
Obrázek 15.1 Řídící systém krokového motoru a naznačení jeho zapojení [48].....	92
Obrázek 16.1 Přední pohled na podavač.....	93
Obrázek 16.2 Zadní pohled na podavač	93
Obrázek 16.3 Pohled na vnitřní mechanismus podavače	94
Obrázek 16.4 Základní rozměry podavače	94

Tabulka 5.1 Parametry stroje Spacesaver 2410 [21]	38
Tabulka 5.2 Parametry stroje Alpha SL65 S [23]	39
Tabulka 5.3 Parametry stroje Boss 552-HD [20].....	39
Tabulka 5.4 Parametry stroje Servo Bar 300 [36]	39
Tabulka 5.5 Parametry stroje Minuteman 320 SE [37].....	40
Tabulka 7.1 Parametry motoru SEW-EURODRIVE W10DT56M4 [38]	46
Tabulka 9.1 Maximální zatížení trapézových šroubů [40]	62
Tabulka 9.2 Parametry ložiska 626-2Z [41].....	66

20 Seznam symbolů

α	[°]	úhel sklonu vedení
ψ	[°]	úhel stoupání šroubovice
$\eta_{\text{lož}}$	[-]	účinnost ložiska
ρ_o	[kg·m ³]	hustota oceli
η_{prev}	[-]	účinnost vloženého převodu
η_{rem}	[-]	účinnost řemene
η_s	[-]	účinnost soustavy zvedání kanálku
α_s	[°]	úhel sklonu nakloněné roviny
τ_{sc}	[MPa]	napětí ve stříhu čepu
η_s	[-]	účinnost šroubu
Δx	[mm]	chyba posunutí řemene
α_z	[°]	úhel sklonu zásobníku
a	[m·s ⁻²]	zrychlení pohybu tlačníku
b	[mm]	šířka řemene
b , str. 52	[mm]	šířka pera
C	[N]	dynamická únosnost valivých pouzder
C , str. 73	[mm]	skutečná vzdálenost středů řemenic
C_p	[mm]	předběžná vzdálenost středů řemenice
C_{sp}	[N]	specifický koeficient tuhosti řemene
d_1	[mm]	průměr převodovací hřídele
d_2	[mm]	střední průměr šroubu
d_c	[mm]	průměr čepu
d_r	[mm]	skutečný roztečný průměr řemenice
d_{rp}	[mm]	předběžný průměr řemenice
d_t	[mm]	průměr podávané tyče
f	[-]	součinitel tření
f_1	[-]	součinitel tření ve vedení
F_1	[N]	síla v tažné části řemenu
F_1 , str. 51	[N]	síla působící na bok pera v hřídeli
$F_{1\text{dov}}$	[N]	dovolená síla na řemenu
F_2	[N]	síla ve volné části řemenu
F_2 , str. 52	[N]	síla působící na bok pera v náboji
F_a	[N]	síla od zrychlení
F_{COL}	[N]	celková síla na opěrných lištách
F_e	[N]	efektivní síla
F_{edov}	[N]	dovolená efektivní síla
F_{ep}	[N]	předběžná efektivní síla
F_G	[N]	tíhová síla
F_{G1}	[N]	tíhová síla působící na jednu nakládací kliku
F_{Gt}	[N]	tíhová síla působící na tyč

F_{Gx}	[N]	složka gravitační síly v ose x
F_{Gy}	[N]	složka gravitační síly v ose y
F_i	[N]	síla předpětí
F_N	[N]	normálová síla
F_{OL}	[N]	síla na opěrné liště
F_{pv}	[N]	potřebná síla pneumatického válce
F_{s1max}	[N]	maximální síla působící na hřídel hnací řemenice
F_{s2max}	[N]	maximální síla působící na hřídel hnané řemenice
F_{sc}	[N]	střížná síla na čepu
F_{st}	[N]	statická síla působící na řemen
$F_{š1}$	[N]	síla na trapézovém šroubu
F_t	[N]	třecí síla
F_{tt}	[N]	třetinová síla od hmotnosti tlačné tyče
F_{vG}	[N]	tíhová síla kanálku
F_{vRA}	[N]	reakce v 1. valivém pouzdru vedení kanálku
F_{vRB}	[N]	reakce ve 2. valivém pouzdru vedení kanálku
F_w	[N]	celková pracovní síla
F_{w1}	[N]	pracovní síla pro posuv podávané tyče
F_{w2}	[N]	pracovní síla pro posuv tlačné tyče
f_{zat}	[-]	faktor zatížení
F_{zv}	[N]	zvedací síla
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
h	[mm]	výška pera
i	[-]	převodový poměr vloženého převodu
i_{OL}	[-]	počet opěrných lišt
i_t	[-]	počet tyčí v zásobníku
j	[-]	počet ložisek
J_{mot}	[-]	moment setrvačnosti motoru
$J_{př1}$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti hnané řemenice vloženého převodu
$J_{př2}$	$[kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti hnací řemenice vloženého převodu
k	$[N \cdot mm^{-1}]$	koeficient tuhosti řemenu
L_1	[mm]	délka zatěžované části řemenu
L_2	[mm]	délka volné části řemenu
L_p	[mm]	délka pera
L'_p	[mm]	délka přímé části boku pera
l_{pv}	[mm]	rameno působení síly F_{pv}
l_{sv}	[mm]	vyložení tíhové síly působící na vedení kanálku
l_t	[mm]	délka tyče
l_{ttmax}	[mm]	maximální rameno působení síly F_{tt}
l_{vp}	[mm]	vzdálenost valivých pouzder vedení kanálku
L_{zn}	[mm]	délka řemenu

m_c	[kg]	celková hmotnost přesouvaných hmot
M_d	[Nm]	dynamický kroutící moment motoru
M_j	[Nm]	jmenovitý kroutící moment motoru
M_{k_n}	[Nm]	kroutící moment nakládacího mechanismu
M_{k_r}	[Nm]	kroutící moment na přestavovacím ramenu
M_s	[Nm]	statický kroutící moment motoru
$M_{\dot{s}}$	[Nm]	špičkový kroutící moment
m_t	[kg]	hmotnost tyče
m_{tk}	[kg]	hmotnost tlačníku
M_v	[Nm]	ohybový moment na vedení kanálku
n_j	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_r	[min ⁻¹]	otáčky řemenice
$n_{\dot{s}}$	[min ⁻¹]	otáčky šroubu
$N_{\dot{s}}$	[N]	normálová síla
n_v	[min ⁻¹]	otáčky nakládacího mechanismu
p	[mm]	rozteč zubů řemenu
p_1	[MPa]	tlak na boku pera v hřídeli
p_2	[MPa]	tlak na boku pera v náboji
p_d	[MPa]	dovolený stykový tlak oceli
P_h	[mm]	stoupání závitu
P_m	[Nm]	minimální potřebný výkon motoru
r_{hn}	[mm]	poloměr hřídele nakládání
r_n	[mm]	rameno nakládací kliky
r_{OL}	[mm]	rameno síly na opěrné liště
S_c	[mm ²]	plocha průřezu čepu
t	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
t_1	[mm]	hloubka drážky v náboji
t_m	[-]	součinitel počtu zubů v záběru
t_v	[-]	rychlostní součinitel
v_p	[m·s ⁻¹]	rychlost podávání
V_t	[mm ³]	objem tyče
Z_r	[-]	skutečný počet zubů řemenice
Z_{rn}	[-]	skutečný počet zubů řemenu
Z_{rnp}	[-]	předběžný počet zubů řemenu
Z_{rp}	[-]	předběžný počet zubů řemenice
Z_z	[-]	počet zubů v záběru

21 Seznam příloh

Na CD:

Elektronická verze diplomové práce

3D model navrženého podavače

Příloha 1 – Výpočet řemenu nakládání

Příloha 2 – Výpočet pera šnekového soukolí

Příloha 3 – Výpočet řemenu vodícího kanálku

Příloha 4 – Výpočet řemenu vloženého převodu